


System and hydraulic device for the isostatic compensation of support resistances of chassis, especially of trailers and self-propelled vehicles with four hydraulic self-supporting suspensions or four self-supporting groups of hydraulic suspensions

Patent number: DE3426734
Publication date: 1985-08-29
Inventor: GALLUZZO PIETRO (IT)
Applicant: COMETTO IND (IT)
Classification:
- international: B60G21/06
- european: B60G21/04; B60G21/06
Application number: DE19843426734 19840720
Priority number(s): IT19840067170 19840223

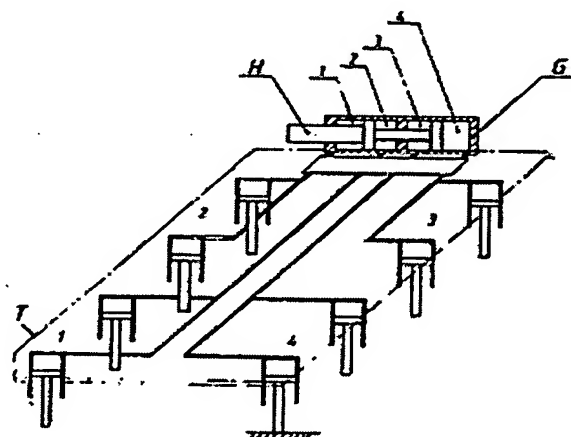
Also published as:

 IT1179986 (I

Report a data error he

Abstract of DE3426734

The invention relates to a system in which four hydraulic self-supporting suspensions or four self-supporting groups of hydraulic suspensions which, whilst a vehicle is running, enable continuous, isostatic and automatic adjustment to the running irregularities to be performed as in a suspension system on three points, the characteristics of the suspension on four points, such as, for example, the very good transverse stability, being achievable without external control.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

BEST AVAILABLE COPY

18 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift
11 DE 3426734 A1

51 Int. Cl. 4:
B60G 21/06

21 Aktenzeichen: P 34 26 734.4
22 Anmeldetag: 20. 7. 84
43 Offenlegungstag: 29. 8. 85

DE 3426734 A1

30 Unionspriorität: 32 33 31
23.02.84 IT 67170-84

71 Anmelder:
Cometto Industriale S.p.A., Cuneo, IT

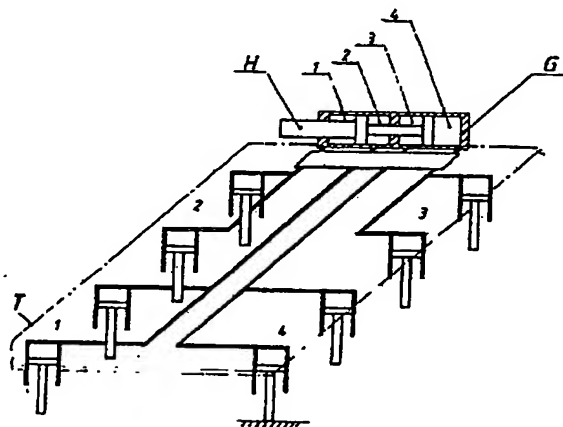
74 Vertreter:
Richter, J., Dipl.-Ing.; Werdermann, F., Dipl.-Ing.,
Pat.-Anw., 2000 Hamburg

72 Erfinder:
Galluzzo, Pietro, Cuneo, IT

Bibliothek
Bur. Ind. Eigendom
14 G.K. 1985

- 64 System und hydraulische Vorrichtung für die isostatische Kompensation der Stützenwiderstände von Chassis, besonders von Anhängern und selbstbeweglichen Fahrzeugen mit vier hydraulischen freistehenden Aufhängungen oder vier freistehenden Gruppen von hydraulischen Aufhängungen

Die Erfindung betrifft ein System und hydraulische Vorrichtung für die isostatische Kompensation der Stützenwiderstände von Chassis, besonders von Anhängern und selbstbeweglichen Fahrzeugen mit vier hydraulischen freistehenden Aufhängungen oder vier freistehenden Gruppen von hydraulischen Aufhängungen, die es ermöglichen, während der Fahrt eines Fahrzeuges die kontinuierliche, isostatische und automatische Anpassung an die Ungleichförmigkeiten der Fahrt wie bei einem Aufhängungssystem auf drei Punkten durchzuführen, wobei die Eigenschaften der Aufhängung auf vier Punkten, wie z. B. die sehr gute Querstabilität ohne externe Bedienung erreichbar ist.



DE 3426734 A1

EPO COPY



DIPL.-ING. J. RICHTER
DIPL.-ING. F. WERDERMANN

PATENTANWÄLTE

3426734

ZUGEL. VERTRETER BEIM EPA · PROFESSIONAL REPRESENTATIVES BEFORE EPO · MANDATAIRES AGRÉÉS PRÈS L'OEB

2000 HAMBURG 36 18.7.1984
NEUER WALL 10

☎ (040) 34 00 45/34 00 56

TELEGRAMME:
INVENTIUS HAMBURG

TELEX 2163 551 INTU D

UNSER ZEICHEN/OUR FILE C.84236-I-1480

Anmelder

COMETTO INDUSTRIALE S.p.A.,
Cuneo/Italien

T i t e l

System und hydraulische Vorrichtung für die isostatische Kompensation der Stützenwiderstände von Chassis, besonders von Anhängern und selbstbeweglichen Fahrzeugen mit vier hydraulischen freistehenden Aufhängungen oder vier freistehenden Gruppen von hydraulischen Aufhängungen.

Patentansprüche

1. Hydraulisches System für die isostatische Kompensation der Vorschubsreaktionen von Rahmen von Anhängern oder selbst-
- 5 beweglichen Fahrzeugen mit mindestens vier unabhängigen Gruppen von hydraulischen Aufhängungen,
- dadurch gekennzeichnet,
- daß die Drücke von den vier unabhängigen Gruppen der hydraulischen Aufhängungen, die die Stütze eines viereckigen Elementes
- 10 bilden, im Gleichgewicht sind mit einem hydraulischen Zylinder mit einem Kolbenschieber mit vier aktiven Oberflächen, wobei die Druckkräfte, die von zwei hydraulischen Punkten an zwei

entsprechenden Querecken des Viereckes hervorgerufen werden, den hydraulischen Zylinder so beaufschlagen, daß sie in die gleiche Richtung wirken und gleichzeitig in Gegenrichtung zu den Druckkräften wirken, die von den anderen zwei Querpunkten hervorgerufen werden, wobei das Gleichgewicht isostatisch ist und automatisch erreicht wird und von der Systemstabilität begrenzt ist und mit den Läufen des mit dem hydraulischen Zylinder verbundenen Schiebers erreicht wird, wobei diese Läufe mit der Ungleichförmigkeit der Vorschubbasis oder auch wegen Überlastung einer Seite entstehen, was aber nicht zur Verlegung des Schiebers führt, damit die typische Stabilität einer Vierpunktstütze garantiert wird.

15 2. Hydraulische Einrichtung entsprechend dem System nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß sie vier hydraulische Vorschübe (1,2,3,4) aufweist, daß sie einen hydraulischen Zylinder aufweist, der in zwei 20 koaxiale, feste Räume geteilt ist, daß in jedem Raum ein durchlaufender Kolben montiert ist, wobei beide Kolben einen gemeinsamen Schaft (H) haben und jeder Kolben den entsprechenden Raum in zwei Semi-Räume (S1, S2 - S3, S4) teilt, deren Volumen mit der linearen Bewegung der Kolben variabel sind, wobei 25 jeder Semi-Raum mit variablem Volumen mit einem hydraulischen Vorschubpunkt (1,2,3,4) hydraulisch verbunden ist und die vier hydraulischen Vorschubpunkte auf den vier Ecken des Vorschubviereckes des Fahrzeugrahmens sind, und daß die



hydraulischen Verbindungen dieser vier Punkte (1,2,3,4) mit den Räumen (S1,S2 - S3-S4) so realisiert sind, daß die Summe der Reaktionen von zwei Quervorschüben zu der Summe der anderen zwei Quervorschübe des von den vier Vorschubpunkten begrenzten Viereckes gleich oder in fixem Zusammenhang ist (Fig. 6).

3. Hydraulische Einrichtung entsprechend dem System nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß der Kompensationszylinder in zwei koaxiale Zylinder (G,G1) geteilt ist, die mit zwei zum Schaft (H) solidalen Kolben verbunden sind (Fig. 7c,12).

4. Hydraulische Einrichtung nach Anspruch 2,
gekennzeichnet durch
eine zweite Strukturänderung des Kompensationszylinders im Monoblock (Fig. 13 bis 16).

5. Hydraulische Einrichtung nach Anspruch 2,
gekennzeichnet durch
eine weitere Strukturänderung des Kompensationszylinders, der aus zwei Räumen mit verschiedenen Durchmessern (Fig. 11,14) und mit verschiedenen Innenvolumen besteht.

6. Hydraulische Einrichtung nach Anspruch 2 bis 5,
dadurch gekennzeichnet,
daß bei jeder Struktur des Kompensationszylinders der mit

den Kolben verbundene Schaft eine Endstellung hat, die longitudinal aus dem Zylinder herausgeht, wobei diese Endstellung mit einem elektrischen Transduktor zusammenarbeitet, der die Position der Kolben entsprechend den Räumen kontinuierlich anzeigt.

7. Hydraulische Einrichtung nach Anspruch 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß beide Endstellungen des mit den Kolben vom Kompensationszylinder verbundenen Schaftes aus den Gegenhülsen herausgehen.

8. Hydraulische Einrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Auftriebe, die zu den hydraulischen Punkten des Viereckes übertragen werden, in Drehmomenten mit Hilfe von hydraulischen Motoren und Gruppen von Zahnrädern transformiert werden, wobei sie das isostatische Gleichgewicht des Systems mit den Querrechten der Vorschübe realisieren.

9. Hydraulische Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Funktionsweise der Einrichtung automatisiert ist.

Die Erfindung betrifft ein System und hydraulische Vorrichtung für die isostatische Kompensation der Stützenwiderstände von Chassis, besonders von Anhängern und selbstbeweglichen Fahrzeugen mit vier hydraulischen freistehenden Aufhängungen oder vier freistehenden Gruppen von hydraulischen Aufhängungen..

Fahrzeuge mit hydraulischen Aufhängungen sind für den Transport von großen Lasten, d.h. sowohl bei hohem Gewicht als auch mit großen Dimensionen besonders ausgelegt.

- 10 Es werden eine große Anzahl von Trägerachsen und eine besondere Bautechnik benötigt, die dem Fahrzeug Leistungen erlauben, die mit mechanischen Aufhängungen nur sehr schwer erreichbar sind, wie zum Beispiel
- genaue Lastabgabe, auch auf einem ganz ungleichförmigen
 - 15 Boden, zwischen den angeschlossenen Aufhängungen auf einen einzigen Vorschub (oder hydraulischen "Punkt"). Diese wird durch Druckausgleich und durch Volumenausgleich zwischen den verschiedenen hydrodynamischen Zylindern erreicht.
 - 20 - Möglichkeit, die Lastflächenhöhe gegenüber der Bodenfläche zu ändern durch eine Änderung des Ölvolumens in den hydraulischen Punkten.
 - Möglichkeit, die Neigung der Lastflächen zu verändern, und zwar durch Volumenverschiebung bezüglich der Hy-
 - 25 draulikflüssigkeit zwischen den verschiedenen hydraulischen Punkten.

Ein Fahrzeug besteht schematisch aus einem flachen Rahmen, der auf mehreren verschiedenen Vorschüben bzw.



hydraulischen Stützpunkten gelagert ist. Als hydraulischer Punkt wird dabei die Gruppe von zwischenabgeschlossenen hydrodynamischen Zylindern bezeichnet. Dies gilt für jede Art der Lastfläche und für jede Anzahl von hydraulischen Stützaufhängungen. Es werden daher Fahrzeuge mit zwei Transportsystemen hergestellt:

- mit isostatischer Stütze auf drei hydraulischen Punkten,
- mit hyperstatischer Stütze auf vier hydraulischen Punkten.

Die Bestimmung der Reaktionskräfte auf die Vorschübe ist möglich mit den normalen Gleichgewichtsgleichungen der Statik und sie wird von den elastischen Eigenschaften des Rahmens nicht beeinflusst. Auch auf ganz ungleichförmigem Boden oder auf schiefen Ebenen reagieren die drei Vorschübe isostatisch weiter, d.h. daß der Rahmen nicht verdreht wird und sich parallel zur durchgehenden Fläche für die drei Stützpunkte ordnet. Damit wird die Reibung der Antriebsräder für die Kraftfahrzeuge garantiert, auch wenn der Fahrgrund nicht flach ist. Hierdurch wird ein Rutschen vermieden, das dem Antrieb schadet und die Räder verschleißt.

Die Fahrt auf drei Punkten benötigt jedoch keine externe Bedienung, um eine Fahrt auf der schiefen Ebene durchzuführen. Eventuelle Änderungen der Höhe oder der Neigung der Lastfläche ändern die isostatische Transmission der Reaktionen nicht.

Was die Stabilität auf drei Punkten betrifft, so ergibt sich ein Dreieck als ebene Figur, in das der Lastschwerpunkt fallen muß, um das Überschlagen des Fahrzeuges zu



vermeiden, wie es in der Fig. 1 schematisch dargestellt ist. Die Scheitelpunkte A,B,C des Dreiecks sind die Schwerpunkte der drei Vorschübe eines Rahmens, der mit T bezeichnet und durch drei hydraulische Aufhängungen \oplus gehalten ist. Die Grenze jeder Aufhängung ist durch schraffierte Linien gekennzeichnet. E ist der totale Schwerpunkt der Aufhängung. Bei einem Vergleich der Stabilität zwischen drei (Fig. 1) und vier (Fig. 1A) Vorschubpunkten in einem normalen Fahrzeug ist sogleich die schlechtere Querstabilität einer Dreipunktaufhängung erkennbar. Im Falle einer Vierpunktaufhängung werden die Stabilitätsfläche und der Toleranzbereich des Schwerpunktes E1 von dem Viereck F begrenzt. Das wird wie folgt beschrieben:

Die Bestimmung der Reaktionen an den Vorschüben ist nur möglich mit einer hyperstatischen Rechnung, die den Biege- und Drehbeharrungszustand des Rahmens beachtet. Diese Reaktionen ändern sich sehr, wenn die durchgehende Fläche auf drei Vorschübe ohne den vierten gestützt ist, z.B. während der Fahrt des Fahrzeuges auf ganz ungleichförmigem Boden und auf einer schiefen Ebene. In diesem Fall nehmen die zwei Quervorschübe einen großen Teil der Lasten der anderen zwei Vorschübe auf. Das führt zu einer Überlast der entsprechenden Achsen und einer Verwindung des Rahmens. Die Spannung kann jedoch zu groß und zu gefährlich sein. Je größer die Ungleichförmigkeit des Bodens und je schief der Rahmen ist, desto klarer wird das Phänomen.

Für Kraftfahrzeuge bringt der aufgezeigte Effekt eine Verminderung der Reibung der von den unbelasteten

hydraulischen Punkten beaufschlagten Antriebsräder. Daraus entsteht ein Rutschen, das bei zeitweiligen Auftreten die Luftreifen verschleißt; wenn es andauert, schadet es dem Antriebsdrang des Fahrzeuges.

- 5 Derartige Einflüsse können während der Fahrt nur mit der kontinuierlichen Regulierung für jede Änderung des Bodenniveaus der Höhen der hydraulischen Punkte vom Boden vermieden werden, um die Reaktionen und also auch die Drücke in den hydraulischen dynamischen Zylindern
- 10 einzuhalten. Gleichzeitig sind auch die Höhen- und Neigungsänderungen der Lastfläche zu beachten, die die Struktur gleichzeitig mit der Ungleichförmigkeit des Bodens beeinflussen, wenn sie nicht ausgeglichen werden. Die Stabilität eines Fahrzeuges mit einem Viervorschubrahmen ist aber
- 15 besser als die eines Fahrzeuges mit einem Dreivorschubrahmen, wie aus Fig. 1A ersichtlich ist, da das Stabilitätsvieleck (F) ein Viereck ist (dessen Scheitelpunkte die vier Vorschubschwerpunkte A1, B1, C1, D1 sind). Es nutzt die ganze Querdimension des Fahrzeuges (Wagenspur). Es ist aber zu beachten, daß
- 20 nur ein Teil des Stabilitätsvielecks die ganze Vorschubsbeteiligung zur Stütze des Fahrzeuges garantiert. Wenn der Lastschwerpunkt E1 außerhalb des Totalstützrhombus (mit F1 gekennzeichnet) fällt (der Rhombus ist mit schraffierten Linien und Punkten in Fig. 1A gezeichnet), trägt der weitest
- 25 entfernte hydraulische Punkt keine Last mehr, als Konsequenz der Unmöglichkeit der negativen Reaktionen. Trotzdem ergibt sich noch kein Überschlagen des Fahrzeuges, weil die Last von den anderen drei Punkten in isostatischer Weise (Rest-



stabilitätsdreieck mit schraffierten Linien in Fig. 1A gezeichnet) getragen wird. Die obere Querstabilität eines Fahrzeuges mit einer hydraulischen Vierpunktstütze gibt gute Ergebnisse bei den Transporten von Lasten mit sehr hohem Schwerpunkt von der Lastfläche und bei hohen Querneigungen der Fahrt. Es darf aber keine stark geneigte schiefe Ebene auftreten und der Lasttyp muß die Benutzung eines sehr flexiblen Rahmens erlauben.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es daher, ein System und hydraulische Vorrichtung für die isostatische Kompensation der Stützenwiderstände von Chassis, besonders von Anhängern und selbstbeweglichen Fahrzeugen mit vier hydraulischen freistehenden Aufhängungen oder vier freistehenden Gruppen von hydraulischen Aufhängungen zu schaffen, das die kontinuierliche und isostatische Anpassung zu den Ungleichförmigkeiten der Fahrstrecke - eine Eigenschaft des Systems auf drei Punkten - garantiert. Gleichzeitig soll eine große Querstabilität - eine Eigenschaft des Systems auf vier Punkten - ohne externe Bedienung erreicht werden.

Diese Aufgabe wird durch die im kennzeichnenden Teil des Patentanspruches 1 angegebenen Merkmale gelöst.

Eigenschaften dieses Systems sind folgende gemeinsamen Grundelemente:

25. a - die Drücke der vier hydraulischen Punkte müssen untereinander verschieden sein können (zwei verschiedene hydraulische Punkte haben jedoch nie gemeinsam dasselbe Öl). Das garantiert die Stabilität auf vier Punkten.

b - der Totalwert der Reaktionskräfte auf zwei gegenüber-
liegende Vorschübe muß gleich sein zu dem Wert der
Reaktionskräfte auf die anderen zwei gegenüberliegenden
Vorschübe (mindestens innerhalb des Total-Stützer-
5 rhombus gemäß Fig. 1A). Das vermeidet die Rahmendre-
hungen auf schiefen Ebenen und zu den drei Gleichungen der
Statik (eine des vertikalen Gleichgewichts von Kräften,
und zwei von Gleichgewichtsmoment, um zwei orthogonalen
Achsen auf der Rahmenfläche) führt zu einer vierten
10 Gleichung. Das macht das System isostatisch und unabhän-
gig von der Rahmenelastizität.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung
gehen aus den Unteransprüchen hervor.

In der Zeichnung ist der Gegenstand der Erfindung
15 beispielsweise dargestellt, und zwar zeigt

F i g. 1 ein Schema der Stabilität eines Rahmens
von einem Fahrzeug mit hydraulischen Aufhängungen auf
drei Vorschubpunkten,

F i g. 1A ein Schema eines ähnlichen Rahmens wie
20 Fig. 1 aber mit vier Vorschubpunkten,

F i g. 2 ein hydraulisch vereinfachtes Schema entspre-
chend dem Fall der Fig. 1 oder von Rahmen mit drei Vorschub-
punkten,

F i g. 2A ein hydraulisch vereinfachtes System
25 entsprechend des Rahmens gemäß Fig. 1A oder von Rahmen
mit vier Vorschubpunkten,

F i g. 3, 3A ein Schema der Kräfte und der Abmessun-
gen von vier hydraulischen Punkten, mit den entsprechenden
Bezeichnungen einer Gleichung der Statik,

F i g. 3B ein Schema der hydraulischen Verbindung von einem Rahmen mit vier Vorschubpunkten, gemäß Fig. 3,

F i g. 4 ein Schema, das das Verhalten der hydraulischen Verbindung gemäß Fig. 3 von einem Fahrzeug mit vier
5 Vorschubpunkten, das eine schiefe Ebene oder ungleichförmigen Boden durchfährt in schematischer Darstellung zeigt,

F i g. 5 schematisch die Rahmenordnung im Verhältnis mit den Schiefebedingungen und das Verhalten des in Fig. 4 dargestellten Kreises,

10 F i g. 6 einen hydraulischen Kreis ähnlich wie der in Fig. 4, aber mit Absperrventilen,

F i g. 7, 7A und 7B Schemen betreffend die Rechnung zur Herstellung von Fahrzeugen mit hydraulischer Stützeinrichtung,

15 F i g. 7C ein hydraulisches Schema der Einrichtung gemäß dem System betreffend die Gleichgewichtsgleichung des Schiebers des Kompensationszylinders,

F i g. 8 ein Schema betreffend die Gleichung für die dimensionelle Berechnung von Kompensationszylindern
20 eines Fahrzeugs mit vier hydraulischen Vorschubpunkten, mit dem die höchste Ungleichförmigkeit des Bodens durchfahren werden kann,

F i g. 9 ein hydraulisches Schema mit Abschlußventilen, die im Notfall erlauben, das Reststabilitätsdreieck eines
25 Rahmens mit drei Vorschubpunkten gemäß der beschriebenen Einrichtung zurückzugewinnen,

F i g. 10, 11, 12, 13, 14, 15 und 16 einige Strukturänderungen des Kompensationszylinders, der ein Grundteil der Einrichtung ist, in schematischer

Darstellung,

F i g. 17 ein perspektivisches vereinfachtes Schema
der Einrichtung,

F i g. 18 ein hydraulisches Schema der Kompensations-
5 einrichtung,

F i g. 19 ein generelles hydraulisches Schema derselben
Einrichtung,

F i g. 20, 21 und 22 ein Basisschema und zwei mögliche
Änderungen eines Drehkompensators in schematischer Darstellung,

10 F i g. 23 eine perspektivische Sicht eines Getriebes,
das die Funktionsweise der Einrichtung darstellt.

Fig. 2 zeigt ein vereinfachtes hydraulisches System
im Fall von drei hydraulischen Vorschubpunkten, das zu
der Beschreibung des Bildes 1 dient, wobei mit A, B, C die
15 drei hydraulischen Punkte bezeichnet sind, wovon der Punkt
A unter der Einwirkung des hydraulischen Zylinders 26
und der Punkt C unter der Einwirkung des Zylinders 26A
steht.

Fig. 2A zeigt ein vereinfachtes hydraulisches System
20 im Fall von vier hydraulischen Vorschubpunkten, wobei
mit 27, 28, 29, 30 die Paare von hydraulischen Zylindern
bezeichnet sind, die miteinander in Verbindung stehen.
Jedes Paar ist unabhängig von den anderen, jedes Paar
ist mit einem Punkt verbunden: A1 bzw. B1, C1, D1.

25 Fig. 3 zeigt einen Rahmen 131 mit vier hydraulischen
Punkten 1, 2, 3, 4, der bezüglich der ihn tragenden Kräfte
und Abmessungen dem Schema der Fig. 3A entspricht. Hierbei
ergeben sich die folgenden Gleichungen des statischen
Gleichgewichts:



$$R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = Q$$

$$R_1 + R_2 = Q \frac{xQ}{t}$$

$$R_1 + R_4 = Q \frac{yQ}{l}$$

Vorausgesetzt:

5 S = Oberfläche von jedem Kompensationszylinderraum G

A = Oberfläche von jedem Zylinder 31,32,33,34.

Wenn für die vier hydraulischen Punkte 1,2,3,4 die in Fig. 3B schematisierte Verbindung für den beweglichen Schieber H mit dem in den Räumen D,E laufenden Dichtungs-
10 kolben G verbunden wird, ergibt sich die folgende Gleichung:

$$F_1 + F_3 = F_2 + F_4 \longrightarrow \frac{R_1}{A} \cdot S + \frac{R_3}{A} \cdot S = \frac{R_2}{A} \cdot S + \frac{R_4}{A} \cdot S$$

$$R_1 + R_3 = R_2 + R_4$$

15 Die Gleichungen (I) und (II) geben das folgende System mit den entsprechenden Lösungen:

$$R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = Q \quad R_1 = \frac{Q}{2} \cdot \left[-\frac{1}{2} + \frac{xQ}{t} + \frac{yQ}{l} \right]$$

$$R_1 + R_2 = Q \frac{xQ}{t} \quad R_2 = \frac{Q}{2} \cdot \left[\frac{1}{2} + \frac{xQ}{t} - \frac{xQ}{l} \right]$$

$$20 \quad R_1 + R_4 = Q \frac{yQ}{l} \quad R_3 = \frac{Q}{2} \cdot \left[\frac{3}{2} - \frac{xQ}{t} - \frac{xQ}{l} \right]$$

$$R_1 + R_3 = R_2 + R_4 \quad R_4 = \frac{Q}{2} \cdot \left[\frac{1}{2} - \frac{xQ}{t} + \frac{xQ}{l} \right]$$

25 Da die Vorschübe nicht in der Lage sind, die negativen Reaktionen zu übermitteln, funktioniert ein solches System nur, solange der Schwerpunkt Q innerhalb des Totalstützrhombus F liegt. Wenn er außerhalb dieser Fläche liegt,

ist nicht mehr möglich, das Gleichgewicht des Schiebers
H des Kompensationszylinders einzuhalten. Er würde am
Ende seines Laufes sein, und das würde die Stabilität
des Fahrzeuges schlechter machen. Daher wird nachstehend
5 erklärt, wie beim Benutzen des Reststabilitätsdreieckes
in automatischer Weise dieses Phänomen vermieden werden kann.

Der Totalstützrhombus F ist das Viereck, dessen
Scheitel die Schnittpunkte der vier Geraden (R1, R2, R3,
R4) sind. Jede Gerade (R1, R2, R3, R4) entspricht Löschknoten
10 einer der vier Reaktionskräfte (Fig. 3A).

$$\text{se: } R1 = 0 \rightarrow -\frac{1}{2} + \frac{x}{t} + \frac{y}{\ell} = 0 \quad \rightarrow r1 : y = \frac{\ell}{2} - x \cdot \frac{\ell}{t}$$

$$\text{se: } R2 = 0 \rightarrow \frac{1}{2} + \frac{x}{t} - \frac{y}{\ell} = 0 \quad \rightarrow r2 : y = \frac{\ell}{2} + x \cdot \frac{\ell}{t}$$

$$15 \quad \text{se: } R3 = 0 \rightarrow \frac{3}{2} - \frac{x}{t} - \frac{y}{\ell} = 0 \quad \rightarrow r3 : y = \frac{3\ell}{2} - x \cdot \frac{\ell}{t}$$

$$\text{se: } R4 = 0 \rightarrow \frac{1}{2} - \frac{x}{t} + \frac{y}{\ell} = 0 \quad \rightarrow r4 : y = -\frac{\ell}{2} + x \cdot \frac{\ell}{t}$$

Damit wird die große verlangte Stabilität realisiert.

Nachstehend wird das Verhalten des Systems analysiert,
20 wenn das Fahrzeug auf einer Unebenheit, wie z.B. einem
Bodenvorsprung, steht. Ihre Höhe ist h und sie ist nur
beim Punkt 1. Diese Situation würde R1 und R3 sehr stark
ansteigen lassen und als Konsequenz R2 und R4 entlasten.
Dies ergibt (Fig. 3B): $F1 + F3 > F2 + F4$ und der
25 Schieber des Kompensationszylinders 4 fängt eine Verschiebung
nach links an. Aus dieser Verschiebung aber folgt gleich-
zeitig eine Verminderung der Höhe in den Punkten 1 und
3 und eine Erhöhung der Höhe in den Punkten 2 und 4. Diese

5 letzten Vorschübe beginnen dann, ihre Lastquoten wieder aufzunehmen und reduzieren fortschreitend die Überlastung der Vorschübe 1 und 3. Die Bewegung des Schiebers nach links ist beendet, wenn die Gleichgewichtsbedingung wieder gegeben ist: $F_1 + F_3 = F_2 + F_4$, d.h. das System wird wieder in isostatische Bedingungen gebracht. Wenn mit $\Delta' c$ die Wegänderung der hydrodynamischen Zylinder bestimmt wird, die die Vorschübe realisieren und sie als positiv betrachtet, wenn sie den Kolben aus dem Zylinder herauslaufen

10 läßt, und wenn mit Δc die Verlegung des Schiebers des Kompensationszylinders 4 bestimmt wird, und sie als positiv betrachtet, wenn sie nach links ist, ergibt sich (Fig.4):

$$\text{in 4 : } \Delta' c_4 = \Delta c \cdot \frac{S}{A}$$

15 in 3 : $\Delta' c_3 = - \Delta c \cdot \frac{S}{A}$

$$\text{in 1 : } \Delta' c_1 = - \Delta c \cdot \frac{S}{A}$$

$$\text{in 2 : } \Delta' c_2 = \Delta c \cdot \frac{S}{A}$$

20 Wenn betrachtet wird, daß die Aufhängungen eine senkrechte Position einhalten, was dem Ergebnis nicht schadet, hat der Rahmen die Stellung der Fig. 5 (wo H_0 die konstante Höhe der vier hydraulischen Aufhängungen am Anfang ist). Die Koordinaten der Punkte 1,2,3 und 4 der Fig. 5, entsprechend den gezeichneten Achsen x,y,z, sind die folgenden:

	x	y	z
Punkt 1 :	t	l	$(H_o - \Delta c \cdot \frac{S}{A} + h)$
Punkt 2 :	t	o	$(H_o + \Delta c \cdot \frac{S}{A})$
Punkt 3 :	o	o	$(H_o - \Delta c \cdot \frac{S}{A})$
5 Punkt 4 :	o	o	$(H_o + \Delta c \cdot \frac{S}{A})$

Vorausgesetzt, daß diese Punkte auf der gleichen Ebene liegen, wird der Wert für Δc unter solchen Bedingungen erhalten.

Die allgemeine Gleichung einer Fläche ist:

10 $\alpha x + \beta y + \gamma z + \delta = 0.$

Die Voraussetzung des Durchgangs durch die Punkte 2, 3

und 4 ergibt folgende Koeffizienten: $\alpha = \frac{2 \Delta c \cdot S}{t \cdot A}$ $\beta = \frac{2 \Delta c \cdot S}{\ell \cdot A}$
 $\gamma = -1$ $\delta = H_o - \Delta c \cdot \frac{S}{A}$

15 Hieraus ergibt sich die Gleichung der Fläche wie folgt:

$$\left[\frac{2 \Delta c \cdot S}{t \cdot A} \right] \cdot x + \left[\frac{2 \Delta c \cdot S}{\ell \cdot A} \right] \cdot y - z + \left[H_o - \Delta c \cdot \frac{S}{A} \right] = 0$$

Damit auch der Punkt 1 auf der gleichen Fläche liegt, muß

20 sein:

$$\left[\frac{2 \Delta c \cdot S}{t \cdot A} \right] \cdot t + \left[\frac{2 \Delta c \cdot S}{\ell \cdot A} \right] \cdot \ell - \left[H_o - \Delta c \cdot \frac{S}{A} + h \right] + \left[H_o - \Delta c \cdot \frac{S}{A} \right] = 0$$

das heißt:

25 $2 \Delta c \cdot \frac{S}{A} + 2 \Delta c \cdot \frac{S}{A} - H_o + 2 \Delta c \cdot \frac{S}{A} - h + H_o - \Delta c \cdot \frac{S}{A} = 0$

außerdem:

$$\Delta c = \frac{h}{A} \cdot \frac{A}{S}$$

und das ergibt:

$$\Delta'c1 = - h/4 ; \quad \Delta'c2 = h/4 ;$$

$$\Delta'c3 = - h/4 ; \quad \Delta'c4 = h/4 ;$$

Die Entwicklung solcher Gleichungen ist ähnlich auch in schwierigen Fällen und das beweist, daß ein reduzierter
5 Lauf des Zylinders des Systems ausreicht, um auch große Schiefen zu durchfahren. Die Einrichtung entsprechend des Systems ist also in der Lage, sich auf einen ganz ungleichförmigen Boden in einer kontinuierlichen, automatischen und selbständigen Weise anzupassen. Das erlaubt die korrekte
10 Übertragung der Reaktionen zu den Vorschüben (isostatisch). Das ist möglich aufgrund der entsprechenden Verschiebung der Hydraulikflüssigkeit zwischen den hydraulischen Punkten, die einen unterschiedlichen Druck aufweisen, die von dem Kompensationszylinder G durchgeführt werden.

15 Wenn aber der Schwerpunkt außerhalb des Totalstützrhombus F fiele, wäre der Schieber des Kompensationszylinders 4 nicht in der Lage, eine Gleichgewichtsbedingung zu finden; es ist jedoch leicht zu bestimmen, daß die Reaktion R3, wenn sich in Fig. 3A der Punkt Q über die Gerade r3 verlegt,
20 negative Werte haben müßte, um die Gleichgewichtsgleichung zu erfüllen. Da dies unmöglich ist, wird im Kompensationszylinder folgender Zustand sein:

$$F1 > F2 + F4.$$

Unter der Kraft $F1 - (F2 + F4)$ wird der Schieber
25 nach links verlegt. Diese Verlegung verursacht das Herausgehen der Kolben aus den Zylindern 2 und 4 und das Wiederhineingehen des Kolbens in den Zylinder 1 (auch der Kolben des Zylinders 3 geht hinein, aber er hat keinen Kontakt mehr

mit dem Boden). Der Rahmen neigt sich dann zu Punkt 1, der sich senkt und sich um die Diagonale dreht, die die Punkte 2 und 4 verbindet, die sich erheben. Das bringt eine fortschreitende Annäherung des Punktes Q (Projektion des Schwerpunktes) zu den Reststabilitätsdreieckschenkeln. Wenn der Lauf des Kompensationszylinders hoch ist, ergibt sich ein Überschlag (möglich auch wegen der Massenträgheitskräfte der Last, die während der Senkung des Punktes 1 entstehen. Sie sind feststellbar, wenn der Schieber an das Ende seines Weges kommt). Um den Verbleib innerhalb der Restfläche zu erreichen und um eine Notstabilität zu bekommen, kann folgendes gemacht werden: der Kompensationszylinder muß von den hydraulischen Punkten abgekoppelt bzw. getrennt werden, sofort nachdem eine der vier Drücke null wird. In Fig. 6 wird die Einrichtung der Fig. 3B schematisiert, mit den Abschlußelektroventilen 35, die in erregter Position dargestellt sind (Schaltung). Wenn sich einer der Drücke löscht (oder fast), werden die entsprechenden Ventile ausgeschaltet und der Zylinder abgekoppelt.

Im folgenden werden die Ergebnisse der Rechnung aufgezeigt, die von durchgeführten Experimenten bestätigt worden sind. Die Rechnung von Kräften und Verlegungen (Verschiebungen) wurde nach dem gleichen Prinzip durchgeführt, wie bereits voranstehend für den einfachsten Fall angegeben (Fig. 3) wurde. In den Formeln werden allgemeine Buchstabenausdrücke verwendet. Damit können die Ergebnisse für die Abmessung, die Bestimmung und das funktionelle Studium eines Fahrzeuges mit hydraulischer Stütze benutzt



werden. Die Kräfte, Orientierungen und Grenzen entsprechen denen in Fig. 7 und 7A dargestellten. Es wurde das kartesianische System mit Zentrum P3 benutzt, wobei die x Achse durch P2 (Fig. 7A) gelegt ist.

5

Koordinaten der Punkte

Punkt	Abzisse	Ordinate
P ₁	x ₁	y ₁
P ₂	x ₂	0
P ₃	0	0
P ₄	x ₄	y ₄
P _Q	x _Q	y _Q

10

P1 = Schwerpunkt der Aufhängungen des rechten Vorpunktes

15 P2 = " " " " Rückpunktes

P3 = " " " " linken "

P4 = " " " " Vorpunktes

PQ = Projektion des Lastschwerpunktes

R1 = Reaktionskraft in Punkt P1

20 R2 = " " " P2

R3 = " " " P3

R4 = " " " P4

Q = Last

$$R1 + R2 + R3 + R4 = Q$$

25 $R1 \cdot y1 + R4 \cdot y4 = Q \cdot yQ$

$$R1 \cdot y1 + R2 \cdot x2 + R4 \cdot x4 = Q \cdot xQ$$

Gleichgewicht des Schiebers der Kompensationszylinder:

$$\frac{R_1}{A_1} \cdot S_1 + \frac{R_3}{A_3} \cdot S_3 = \frac{R_2}{A_2} \cdot S_2 + \frac{R_4}{A_4} \cdot S_4$$

$$R_1 \cdot \mu_1 + R_3 \cdot \mu_3 = R_2 \cdot \mu_2 + R_4;$$

mit:

$$5 \quad \mu_1 = \frac{S_1}{S_4} \cdot \frac{A_4}{A_1}; \quad \mu_2 = \frac{S_2}{S_4} \cdot \frac{A_4}{A_2}; \quad \mu_3 = \frac{S_3}{S_4} \cdot \frac{A_4}{A_3}$$

A₁ = Totalquerschnitt der Zylinder vom Punkt 1

A₂ = " " " " " 2

A₃ = " " " " " 3

10 A₄ = " " " " " 4

Querschnitte der Räume der Kompensationszylinder:

S₁ = Querschnitt mit Punkt 1 verbunden

S₂ = " " " 2 "

S₃ = " " " 3 "

15 S₄ = " " " 4 "

Mit A_c ist der Totalquerschnitt der Zylinder eines bestimmten Punktes gekennzeichnet; A stimmt mit A_c überein, wenn der Zylinder die Reaktion direkt trägt. Wenn der Zylinder über Hebelarme verbunden ist (z.B. Zirkelaufhängung oder Parallelaufhängung), wird mit R die Bodenreaktion und mit R_c die Zylinderspannung bezeichnet, und es ergibt sich:

$$A = A_c \frac{R}{R_c}$$

Die Gleichungen der Fig. 7B und 7C geben das folgende System mit den entsprechenden Lösungen:



$$\left\{ \begin{array}{l} R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = Q \\ R_1 \cdot Y_1 + R_4 \cdot Y_4 = Q \cdot \bar{Y}_Q \\ R_1 \cdot X_1 + R_2 \cdot X_2 + R_4 \cdot X_4 = Q \cdot a \\ R_1 \cdot \mu_1 + R_3 \cdot \mu_3 = R_2 \cdot \mu_2 + R_4 \end{array} \right. \quad \text{vorausgesetzt:} \quad \left\{ \begin{array}{l} \Delta Q_1 = (X_Q \cdot Y_1 - Y_Q \cdot X_1) \\ \Delta 1_4 = (X_1 \cdot Y_4 - Y_1 \cdot X_4) \\ \Delta Q_4 = (X_Q \cdot Y_4 - Y_Q \cdot X_4) \end{array} \right.$$

5

Ergibt sich:

$$R_1 = Q \cdot \frac{\frac{Y_Q(1+\mu_3) - Y_4 \cdot \mu_3}{Y_1} + \frac{\Delta Q_4}{X_2 \cdot Y_1} (\mu_2 + \mu_3)}{(1+\mu_3) + \frac{Y_4}{Y_1} (\mu_1 - \mu_3) + \frac{\Delta 1_4}{X_2 \cdot Y_1} (\mu_2 + \mu_3)}$$

10

$$R_2 = Q \cdot \frac{\frac{\Delta Q_1}{X_2 \cdot Y_1} (1 + \mu_3) + \frac{\Delta 1_4}{X_2 \cdot Y_1} \cdot \mu_3 + \frac{\Delta Q_4}{X_2 \cdot Y_1} (\mu_1 - \mu_3)}{(1+\mu_3) + \frac{Y_4}{Y_1} (\mu_1 - \mu_3) + \frac{\Delta 1_4}{X_2 \cdot Y_1} (\mu_2 + \mu_3)}$$

15

$$R_3 = Q \cdot \frac{\frac{1 - Y_Q(1+\mu_1) + Y_4 \cdot \mu_1 - \Delta Q_1}{Y_1} \cdot (1 - \mu_2) + \frac{\Delta 1_4}{X_2 \cdot Y_1} \cdot \mu_2 - \frac{\Delta Q_4}{X_2 \cdot Y_1} (\mu_1 + \mu_2)}{(1+\mu_3) + \frac{Y_4}{Y_1} (\mu_1 - \mu_3) + \frac{\Delta 1_4}{X_2 \cdot Y_1} (\mu_2 + \mu_3)}$$

20

$$R_4 = Q \cdot \frac{\frac{\mu_3 + Y_Q \cdot (\mu_1 - \mu_3) - \Delta Q_1}{Y_1} (\mu_2 + \mu_3)}{(1+\mu_3) + \frac{Y_4}{Y_1} (\mu_1 - \mu_3) + \frac{\Delta 1_4}{X_2 \cdot Y_1} (\mu_2 + \mu_3)}$$

Die Geraden, die den Totalstützrhombus (Fig.7A) begrenzen, haben folgende Gleichungen:

$$x_2 \cdot \frac{\mu_3}{(\mu_2 + \mu_3)} - x$$

$$\text{se } R_1 = 0 \rightarrow r_1:Y = \frac{\left[\frac{x_2}{y_4} \cdot \frac{(1 + \mu_3)}{(\mu_2 + \mu_3)} - \frac{x_4}{y_4} \right]}{1}$$

$$\text{se } R_2 = 0 \rightarrow r_2:Y = \frac{x \cdot \left[y_1(1 + \mu_3) + y_4(\mu_1 - \mu_3) \right] + \Delta_{14} \cdot \mu_3}{\left[x_1(1 + \mu_3) + x_4(\mu_1 - \mu_3) \right]}$$

$$\text{se } R_3 = 0 \rightarrow r_3:Y = \frac{\left[x_2 \cdot y_1 + x_2 \cdot y_4 \cdot \mu_1 + \Delta_{14} \cdot \mu_2 \right] - x \left[x_1 \cdot (1 - \mu_2) + y_4 \cdot (\mu_1 + \mu_2) \right]}{\left[x_2(1 + \mu_1) - x_1(1 - \mu_2) - x_4(\mu_1 + \mu_2) \right]}$$

$$\text{se } R_4 = 0 \rightarrow r_4:Y = \frac{x - x_2 \cdot \frac{\mu_3}{(\mu_2 + \mu_3)}}{\left[\frac{x_2}{y_1} \cdot \frac{(\mu_1 - \mu_3)}{(\mu_2 + \mu_3)} + \frac{x_1}{y_1} \right]}$$

Die Berechnung der Wege, die die Kolben der hydrodynamischen Zylinder (die die Vorschübe repräsentieren) und der Kompensationszylinder durchlaufen ist ähnlich zu der für den einfachen Fall. Es wird mit $\Delta'c$ die Wegänderung der Zylinder zu den Vorschüben (positiv, wenn der Kolben aus dem Zylinder herausgeht) und mit Δc die Verlegung der Kolben der Kompensationszylinder (positiv, wenn sie in dem Schema der Fig. 7B nach links ist), bestimmt. Es ergibt sich dann:

25	in 4 : $\Delta'c_4 = \frac{\Delta c_{S4}}{A_4}$	in 1 : $\Delta'c_1 = - \frac{\Delta c_{S1}}{A_1}$
	in 3 : $\Delta'c_3 = - \frac{\Delta c_{S3}}{A_3}$	in 2 : $\Delta'c_2 = \frac{\Delta c_{S2}}{A_2}$

Diese Werte sind die Durchschnitte, die für alle Zylinder des gleichen Punktes gelten.

Wenn der Weg des Zylinders einer Aufhängung dem Weg des Reifens nicht entspricht, so ist er über entsprechende Hebelgleichungen proportional, so daß in dem Ausdruck von Δc bei jedem hydraulischen Punkt vorausgesetzt werden muß: $A = A_c \frac{R}{R_c}$, wobei A_c der Totalquerschnitt der Zylinder dieses Punktes, R die Reaktionskraft und R_c die Spannungskraft des Zylinders ist. Also, wenn Δc_r die Wegänderung der Reifen ist, und wenn $\frac{R}{R_c} = \frac{\Delta c}{\Delta c_r}$ vorliegt, ergibt sich: $A = A_c \frac{\Delta c}{\Delta c_r}$, also: $\Delta c_r = \pm \Delta c \frac{S}{A} = \pm \Delta c \frac{S}{A_c} \frac{\Delta c_r}{\Delta c}$ entsprechend zu $\Delta c = \pm \Delta c \frac{S}{A_c}$.

Nur im Fall $R = R_c$ ist $\Delta c_r = \Delta c$ und $A = A_c$.

Wenn der Rahmen auf der schiefen Ebene horizontal bleibt, kann der Wert von Δc errechnet werden, ebenso für das Durchfahren eines ungleichförmigen Bodens. Um diesen Boden zu beschreiben, kann die durch den Punkt, auf den es die Reaktion R_3 gibt, gehende Fläche verwendet werden. Es werden h_1, h_2 und h_4 (positiv, wenn sie nach oben gerichtet sind) und die Lastquoten der Punkte bestimmt, auf denen es die Reaktionen R_1, R_2 und R_4 gibt (Es wird hierbei Bezug genommen auf die Schwerpunkte der vier hydraulischen Punkte) (Fig.8).

Das Ergebnis der Rechnung ist folgendes:

$$\Delta c = \frac{h_1 - \frac{Y_1}{Y_4} \left[\frac{\Delta 14}{X_2 \cdot Y_1} \cdot h_2 + h_4 \right]}{\left(\frac{S_1}{A_1} - \frac{S_3}{A_3} \right) + \frac{Y_1}{Y_4} \left[\frac{\Delta 14}{X_2 \cdot Y_1} \cdot \left(\frac{S_2}{A_2} + \frac{S_3}{A_3} \right) + \left(\frac{S_3}{A_3} + \frac{S_4}{A_4} \right) \right]}$$

Wird die höchste Ungleichförmigkeit des Bodens gekannt, können die Kompensationszylinder entsprechend bemessen werden. Wenn Δc bekannt ist, können die $\Delta 'c$ Werte jedes hydraulischen Punktes errechnet werden. Die Fig. 9 ist

5 das hydraulische Schema der beschriebenen Einrichtung mit Exclusions- oder Absperrventilen 36; mit 37 ist die Zentrale für die elektrische Steuerung der Ventile 36 bezeichnet; mit 38 sind die elektrischen Drucktasten oder Druckmeßschalter und mit G die Kompensationszylindergruppe

10 bezeichnet. Die Ventile 36 erlauben auch im allgemeinen Anwendungsfall das Wiedergewinnen des Reststabilitätsdreiecks, um die Höchstaussnutzung der gesamten Möglichkeiten des Fahrzeuges zu erreichen. Wie bereits angegeben, zeigen die Fig. 10 bis 16 einige Strukturänderungen entsprechend

15 der Zylindergruppe oder dem hydraulischen Kompensationszylinder.

Die hydraulische Kompensationseinrichtung "Translator" hat immer der Schieber H mit vier aktiven Flächen, die von zwei Kolben H1 und H2 dargestellt werden, die mit

20 dem Schaft H dieses Schiebers zusammengeschlossen sind, der die Spannung überträgt. Innen- (Fig. 10 + 11) oder Außenschäfte (Fig. 12 + 16) können vorgesehen werden. Sie begrenzen die Oberfläche des Kolbens entsprechend oder sie bewirken das Positionsverhalten des Schiebers

25 mit Außenkraft. Die Zylinderräume G, isoliert von den hydraulischen Punkten, sind mit dem Öltank verbunden.

Die möglichen Konstruktionsvariationen, die das funktionelle Prinzip verwirklichen und das Stabilitätsviel-



eck beeinflussen, sind neben denen, die schematisch gezeichnet wurden, sehr zahlreich.

Fig. 17 zeigt das hydraulisch vereinfachte Schema in perspektivischer Sicht, das die Verbindung des Kompensationszylinders G mit den vier hydraulischen Punkten zeigt.

Das besondere hydraulische Schema der Einrichtung ist in Fig. 18 gezeichnet. Darin wird mit 39 die Verbindung zur Pumpe, mit 40 ein Maxiventil und mit 41 der elektrische Verteiler gezeichnet.

Darüber hinaus hat der Schaft H der Kompensationsgruppe G einen elektrischen Zeiger 42 (Fig. 18), der mit einem Transduktor in jedem Moment die exakten Auskünfte über die Fahrt des Fahrzeuges geben kann.

Fig. 19 zeigt ein allgemeines hydraulisches Schema für die Anlage der Einrichtung auf einem Fahrzeug mit einer Lastfläche T.

Fig. 20, 21 und 22 zeigen eine hydraulische "Drehänderung" statt eine "Übertragungsänderung" der o. g. Einrichtung. Die Grundeigenschaft der o. g. Einrichtung kann auch mit der Benutzung von hydraulischen Transformationsmotoren realisiert werden. Diese Transformationsmotoren können die Auftriebe der vier hydraulischen Vorschübe mit den Reaktionen der Gegenquerrechten in Drehmomente transformieren. Fig. 20 zeigt schematisch ein Paar von hydraulischen Motoren 42,43 mit den hydraulischen Punkten 4,3-1,2 verbunden. Fig. 21 zeigt die zwei hydraulischen Motoren 42,43, die mit Zahnrädern 45,46 gepaart sind und die zu den hydraulischen Punkten 3,4-21, in der Lage sind, ähnliche Druckänderungen



wie die von dem Translationssystem mit Kompensationszylinder G übertragenen zu übertragen. Das Gleiche gilt für die schematische Fig. 22, wo die hydraulischen Motoren 42,43 mit einer konischen Gruppe von Zahnrädern 46,47 gepaart sind. Fig. 23 zeigt perspektivisch und schematisch die mechanische Lösung für die isostatische Kompensation der Vorschubreaktionen von Rahmen von Fahrzeuganhängern oder selbstbeweglichen Fahrzeugen der Erfindung entsprechend. Wie sich aus dem Schema der Fig. 23 und entsprechend den Erklärungen ergibt, sind, wenn auf den Seiten eines Rahmens T schwenkbare und mit Tragreifen 54 verbundene Kragarme 52,53 eingeschraubt sind, solche Kragarme mit Paaren von Zugankern 50,51 gelidert und mit Paaren von Bügeln 48,49 verbunden. Die Reaktionsweise, die die Vorrichtung auf ungleichförmigem Boden mit Reifen 54 durchführt, gleicht der bereits voranstehend beschriebenen, wobei schnellere Reaktionen, da der Beharrungszustand, eine Eigenschaft des hydraulischen Systems, nicht anwesend ist, erreicht werden.

Hieraus ergeben sich die Eigenschaften der Einrichtung entsprechend dem o. g. System für die isostatische Kompensation der Vorschubreaktionen von Rahmen von Anhängern und von selbstbeweglichen Fahrzeugen und die Vorteile der Benutzung dieses Systems, denn das beschriebene System und die hydraulische Vorrichtung garantieren gleichzeitig, während der Fahrt eines Fahrzeuges mit vier hydraulischen Aufhängungen oder vier freistehenden Gruppen von hydraulischen Aufhängungen, die kontinuierliche, isostatische

und automatische Anpassung an die Ungleichförmigkeiten
der Fahrtstrecke, was bisher eine Eigenschaft eines Aufhän-
gungssystems auf drei Punkten darstellte. Darüberhinaus
ergibt sich eine sehr gute Querstabilität, an sich eine
5 Eigenschaft einer Aufhängung auf vier Punkten (Fig. 17).

Die Erfindung ist nicht auf die beschriebenen Fälle
begrenzt, sondern sie kann bei jeder anderen hydraulischen
und/oder mechanischen Lösung benutzt werden, die ähnlich
ist.

3426734

21-07-84

FIG. 1

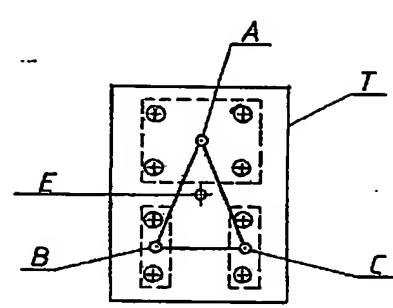


FIG. 1A

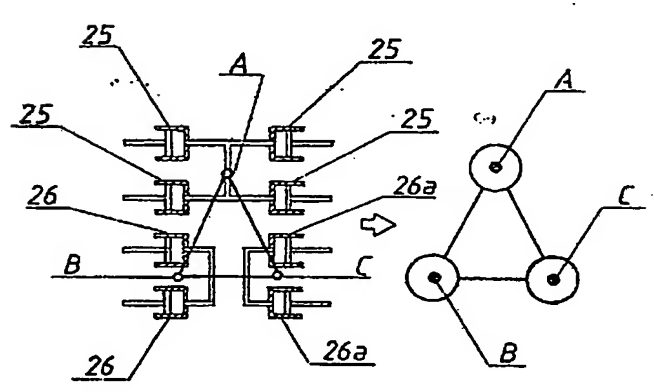
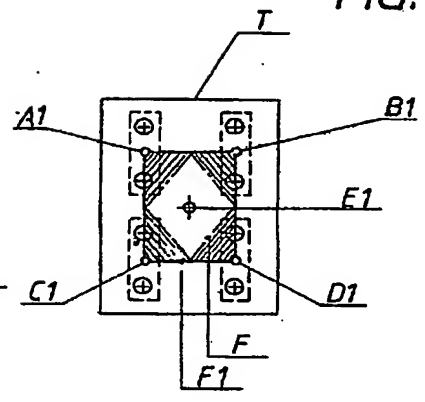
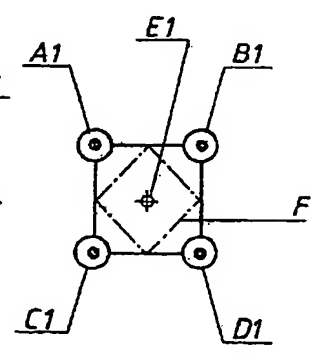
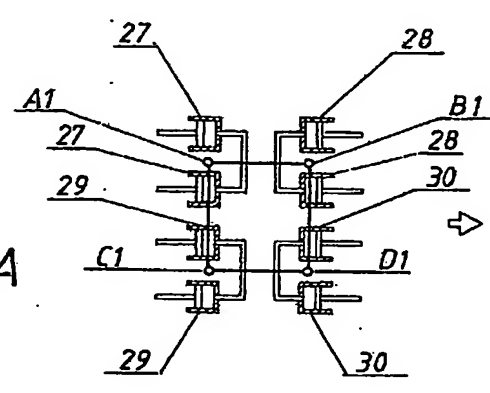


FIG. 2

FIG. 2A



3426734

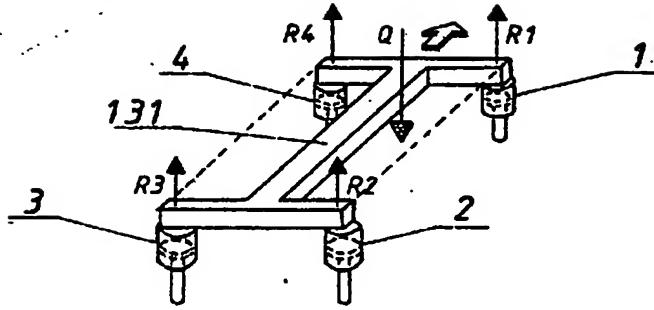


FIG. 3

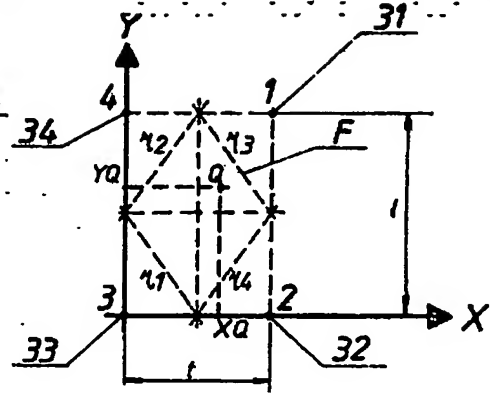


FIG. 3A

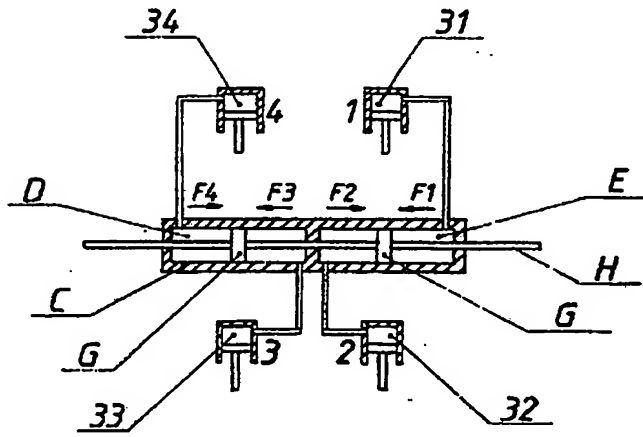


FIG. 3B

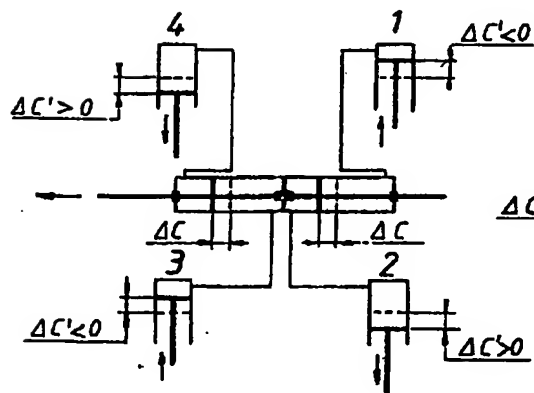


FIG. 4

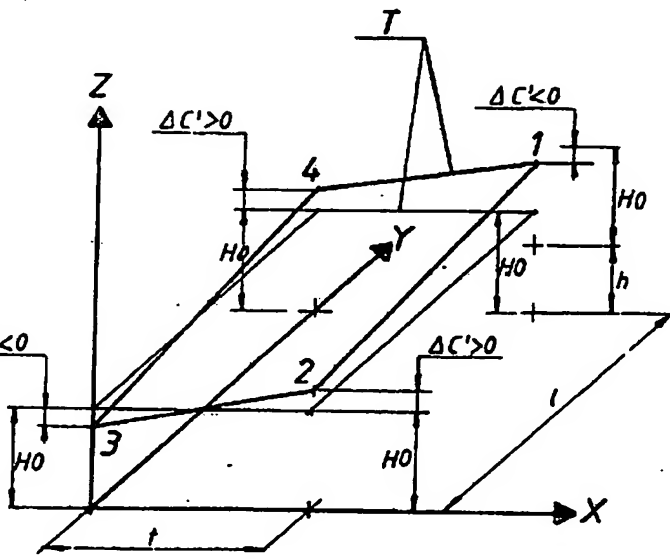


FIG. 5

3426734

29- 20 07 84

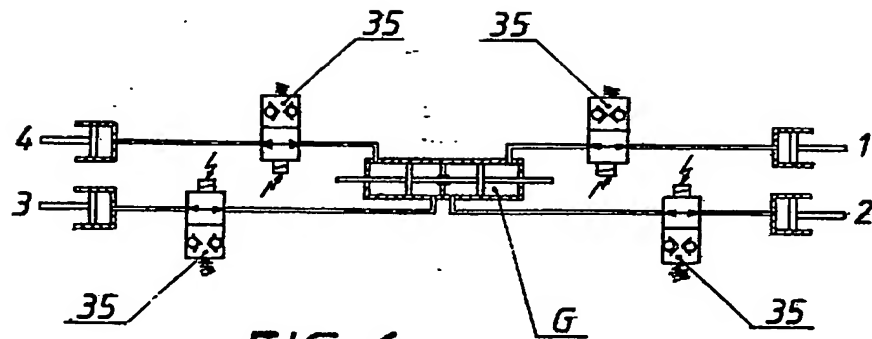


FIG. 6

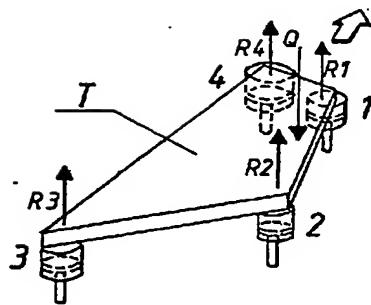


FIG. 7

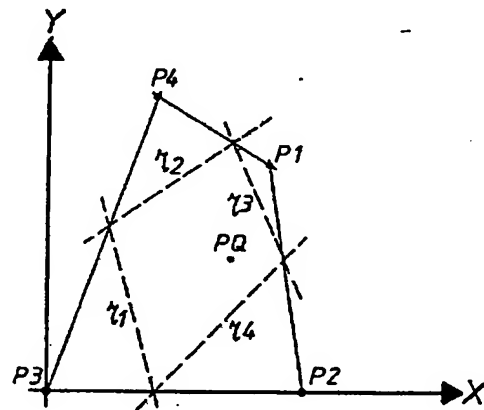


FIG. 7A

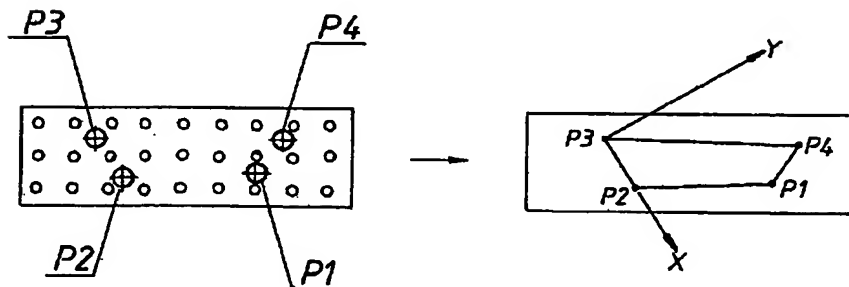


FIG. 7B



3426734

30-

FIG. 7C

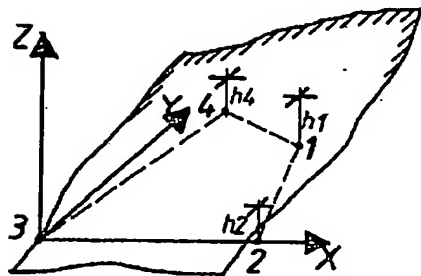
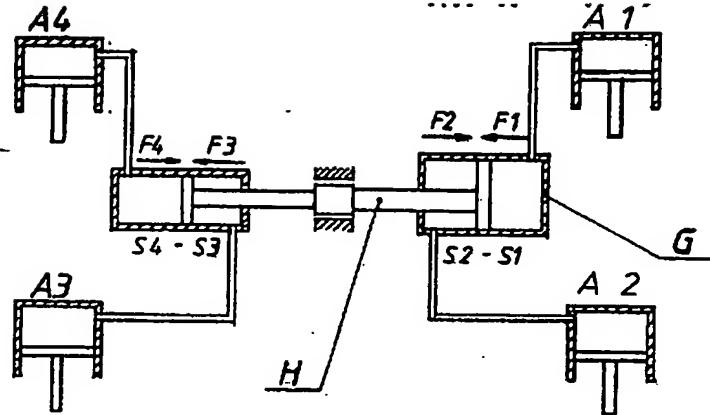


FIG. 8

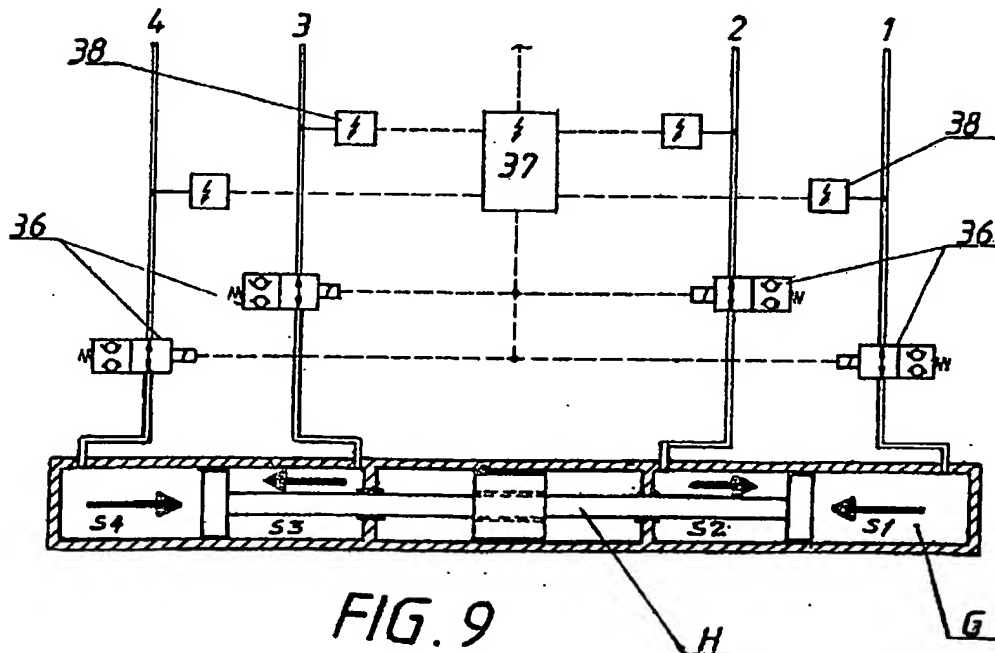


FIG. 9



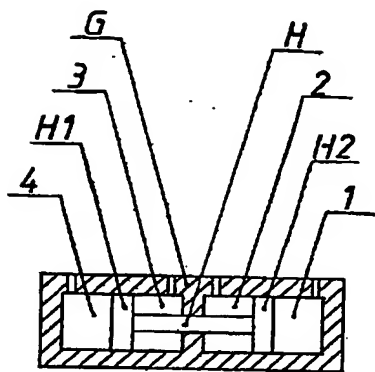


FIG. 10

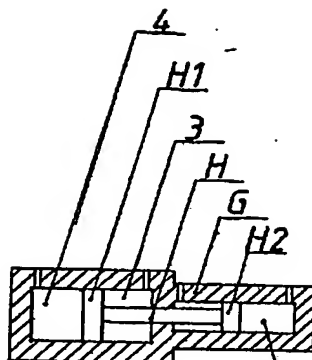


FIG. 11

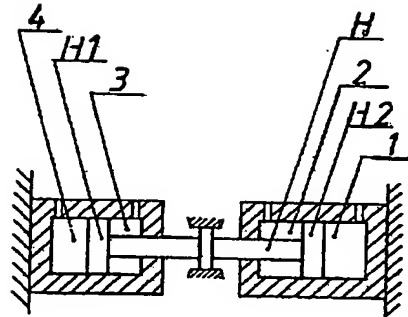


FIG. 12

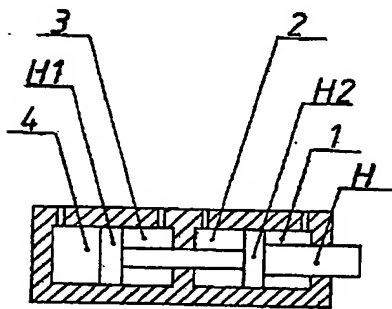


FIG. 13

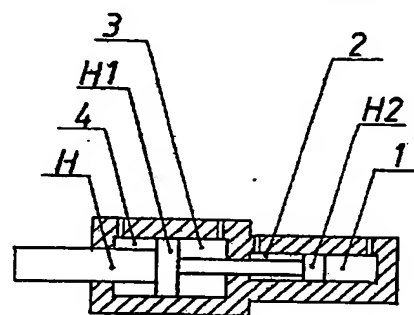


FIG. 14

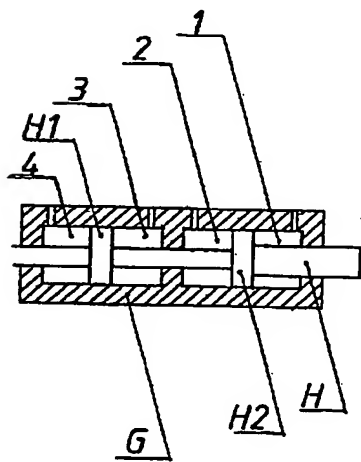


FIG. 15

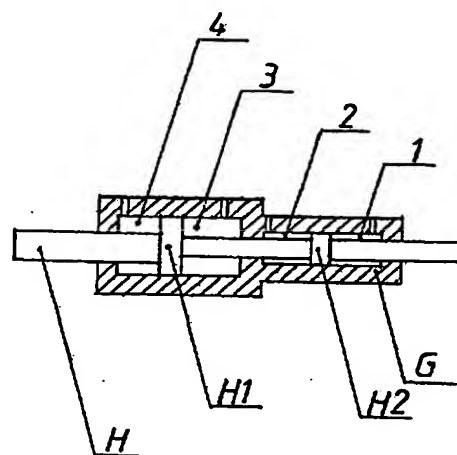


FIG. 16

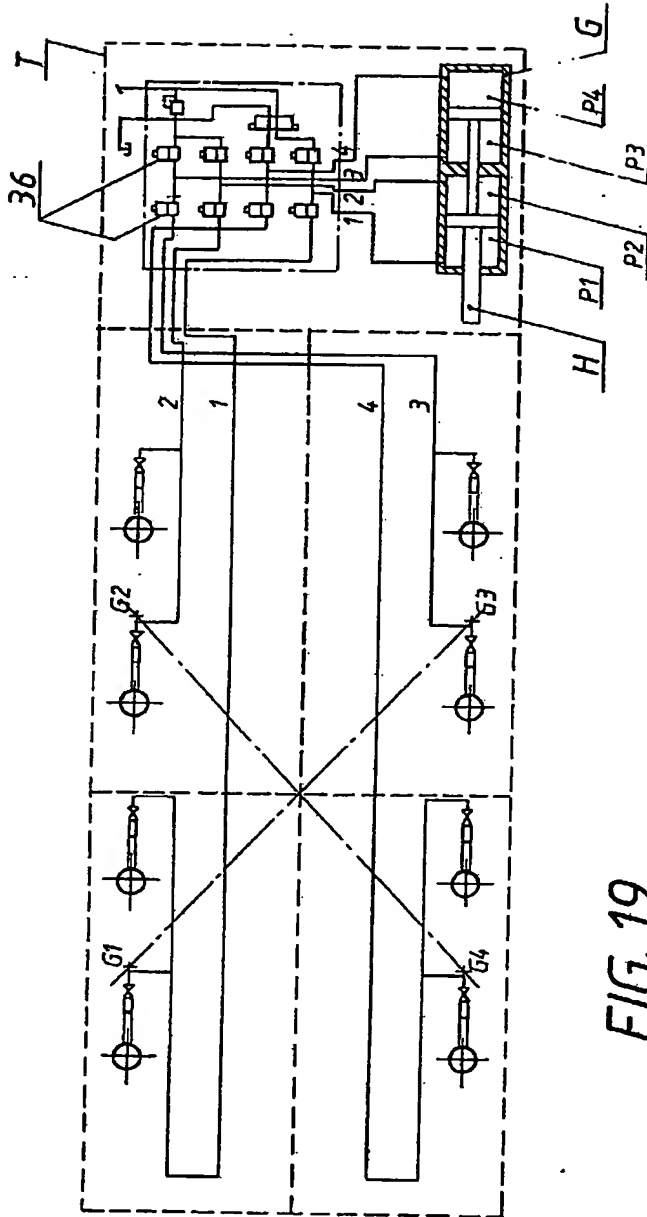


FIG. 19

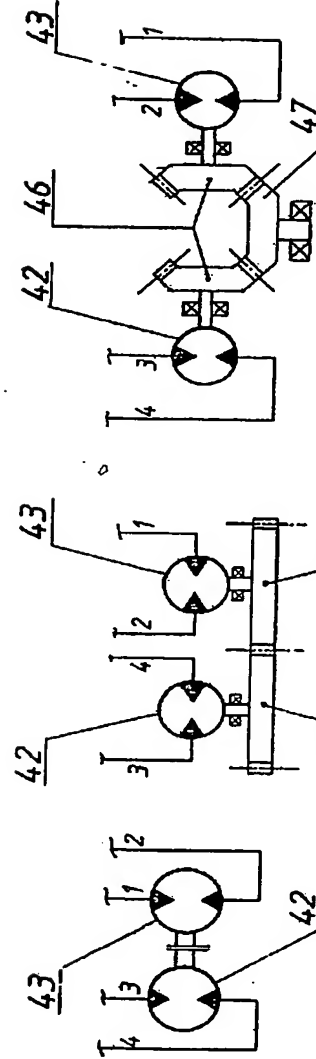


FIG. 20

FIG. 21

FIG. 22

3426734

20-07-86

-34-

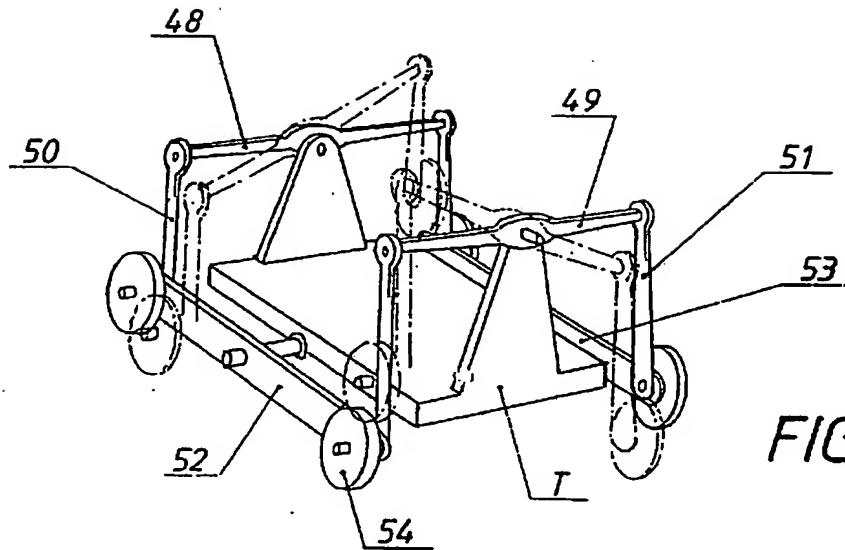


FIG. 23

20-07-86

Title

System and hydraulic device for the isostatic compensation of support resistances of chassis, especially of trailers and self-propelled vehicles having four hydraulic independent suspension or four independent groups of hydraulic suspensions.

Claims

1. A hydraulic system for the isostatic compensation of support reactions of the frames of trailers or self-propelled vehicles having at least four independent groups of hydraulic suspensions, characterized in that the pressures of the four independent groups of hydraulic suspensions, which form the supports of a rectangular element, are in equilibrium with a hydraulic cylinder having a piston-type slide with four active surfaces, the compressive forces produced by two hydraulic points at two corresponding cross-corners of the rectangle acting on the hydraulic cylinder so that they act in the same direction and at the same time act in opposition to the compressive forces, which are produced by the other two cross-corners, the equilibrium being isostatic and automatically achieved, and being

limited by the system stability and achieved by the motions of the slide connected to the hydraulic cylinder, these motions occurring with the irregularity of the support base or also owing to unilateral overload, which, however, does not lead to displacement of the slide, so that the typical stability of a four-point support is ensured.

2. The hydraulic device according to the system as claimed in claim 1, characterized in that it has four hydraulic supports (1, 2, 3, 4), that it has a hydraulic cylinder, which is divided into two coaxial, fixed chambers, that a continuous piston is fitted in each chamber, two pistons having a common shaft (H) and each piston dividing the corresponding chamber into two semi-chambers (S1, S2 - S3, S4), the volumes of which vary with the linear motion of the pistons, each semi-chamber of variable volume being hydraulically connected to a hydraulic support point (1, 2, 3, 4) and the four hydraulic support points being on the four corners of the support rectangle of the vehicle frame, and that the hydraulic connections of these four points (1, 2, 3, 4) are designed with the chambers (S1, S2 - S3, S4) so that the sum of the reactions of two transverse supports is equal or in fixed correlation to the sum of the other

two transverse supports of the rectangle defined by the four support points (Fig. 6).

3. The hydraulic device according to the system as claimed in claim 1, characterized in that the compensation cylinder is divided into two coaxial cylinders (G, G1), which are connected to two pistons conjugate with the shaft (H) (Fig. 7c, 12).

4. The hydraulic device as claimed in claim 2, characterized by a second structural modification of the compensation cylinder in the monobloc (Fig. 13 to 16).

5. The hydraulic device as claimed in claim 2, characterized by a further structural modification of the compensation cylinder, which comprises two chambers of different diameters (Fig. 11, 14) and of different internal volumes.

6. The hydraulic device as claimed in claim 2 to 5, characterized in that, in each structure of the compensation cylinder the shaft connected to the pistons has a limit position, which proceeds longitudinally from the cylinder, this limit position interacting with an electrical transducer, which continuously indicates the

position of the pistons corresponding to the chambers.

7. The hydraulic device as claimed in claim 2 to 6, characterized in that both limit positions of the shaft connected to the pistons of the compensation cylinder emerge from the opposing sleeves.

8. The hydraulic device as claimed in claim 1, characterized in that the uplifts transmitted to the hydraulic points of the rectangle are converted into torques by means of hydraulic motors and gear assemblies, these achieving the isostatic equilibrium of the system with the diagonal opposites of the supports.

9. The hydraulic device as claimed in any one of claims 1 to 8, characterized in that the working of the device is automated.

The invention relates to a system and hydraulic device for the isostatic compensation of support resistances of chassis, especially of trailers and self-propelled vehicles having four hydraulic independent suspensions or four independent groups of hydraulic suspensions.

Vehicles with hydraulic suspensions are designed in particular for transporting large loads, that is to say loads both with a high weight and with large dimensions. A large number of carrying axles and a special engineering construction are needed which will give the vehicle levels of performance that can be attained only with difficulty using mechanical suspensions, such as

- precise load delivery, even on quite uneven ground, between the connected suspensions on a single support (or hydraulic "point"). This is achieved by pressure compensation and volume equalization between the different hydrodynamic cylinders.
- the facility for varying the load surface height in relation to the ground height through adjustment of the volume of oil in the hydraulic points.
- the facility for varying the inclination of the load surfaces through displacement of the volume of hydraulic fluid between the various hydraulic points.

A vehicle schematically comprises a flat frame,

which is supported on multiple different supports or hydraulic support points. The group of interlocked hydrodynamic cylinders is here referred to as a hydraulic point. This applies to any type of load surface and to any number of hydraulic support suspensions. Vehicles are therefore manufactured for two transport systems:

- with isostatic support on three hydraulic points,
- with hyperstatic support on four hydraulic points,

It is possible to determine the reaction forces acting on the supports using the equilibrium equations normally employed in statics, such determination being uninfluenced by the elastic characteristics of the frame. Even on quite uneven ground or on inclined planes the three supports continue to react isostatically, that is to say the frame is not twisted and aligns itself parallel to the continuous surface for the three support points. The friction of the motor vehicle drive wheels is thereby guaranteed, even when the running surface is not flat. This serves to prevent slipping, which damages the drive and causes wheel wear.

Running on three points, however, does not require any external control in order to undertake running on an inclined plane. Any variations in the height or the inclination of the load surface do not alter the

isostatic transmission of the reactions.

With regard to the stability on three points, a triangle assumes the form of a plane figure, in which the load center must fall in order to prevent the vehicle overturning, as is represented schematically in Fig. 1. The vertices A, B, C of the triangle are the centers of gravity of the three supports of a frame, which is denoted by T and is supported by three hydraulic suspensions +. The limit of each suspension is identified by hatched lines. E is the overall center of gravity of the suspension. In a stability comparison between three (Fig. 1) and four (Fig. 1A) support points in an ordinary vehicle, the inferior lateral stability of a three-point suspension is immediately apparent. In the case of a four-point suspension the area of stability and the tolerance range for the center of gravity E1 are defined by the rectangle F. This is described as follows:

Determination of the reactions at the supports is possible only by means of a hyperstatic calculation, which takes account of the bending and torsional stability of the frame. These reactions vary greatly if the continuous surface is supported on just three rather than four supports, for example whilst the vehicle is traveling on very uneven ground and on an inclined plane.

In this case the two lateral supports absorb a large proportion of the loads of the other two supports. This leads to overloading of the corresponding axles and to twisting of the frame. The stress, however, may be too great and too dangerous. The greater the unevenness of the ground and the more inclined the frame, the more pronounced the phenomenon becomes.

For motor vehicles, the effect highlighted brings a reduction in the friction of the drive wheels acted upon by the non-loaded hydraulic points. This results in wheel slip, which if it occurs temporarily causes wearing of the pneumatic tires; if it persists it damages the vehicle drivetrain.

Whilst underway, such influences can be avoided only through continual adjustment of the heights of the hydraulic points from the ground in response to any change in the ground level, in order to maintain the reactions and hence also the pressures in the hydraulic dynamic cylinders. At the same time, account must also be taken of the variations in the height and inclination of the load surface, which are influenced by the structure and unevenness of the ground, unless compensated for. The stability of a vehicle having a four-support frame, however, is better than that of vehicle having a three-support frame, as can be seen

from Fig. 1A, since the stability polygon (F) is a rectangle (the vertices of which are the four support centers of gravity A1, B1, C1, D1). It utilizes the entire transverse dimension (track width) of the vehicle. It is to be noted, however, that only a part of the stability polygon guarantees the entire support involvement to support the vehicle. If the load center E1 falls outside the overall support rhombus (identified by F1) (the rhombus is marked by hatched lines and dots in Fig. 1A), the hydraulic point furthest away no longer carries any load, owing to the impossibility of negative reactions. Notwithstanding this, the vehicle does not yet overturn, because the load is carried isostatically by the other three points (residual stability triangle identified by hatched lines in Fig. 1A). The upper lateral stability of a vehicle with a hydraulic four-point support gives good results in transporting loads with a high center of gravity from the load surface and with high transverse inclinations along the route. There must not be any steeply inclined sloping plane, however, and the type of load must permit the use of a very flexible frame.

The object of the present invention therefore is to create a system and hydraulic device for the isostatic compensation of support resistances of chassis,

especially of trailers and self-propelled vehicles having four hydraulic independent suspension or four independent groups of hydraulic suspensions, which ensures continual, isostatic adjustment to the irregularities of the running surface - a characteristic of the three-point system. At the same time a high lateral stability - a characteristic of the four-point system - is to be achieved without external control.

This object is achieved by the features specified in the characterizing part of claim 1.

The following common basic elements are characteristics of this system:

- a - it must be possible for the pressures of the four hydraulic points to differ from one another (two different hydraulic points, however, never share the same oil). This ensures the four-point stability.
- b - the total value of the reaction forces on two opposing supports must be equal to the value of the reaction forces on the other two opposing supports (at least within the overall support rhombus according to Fig. 1A). This avoids torsion of the frame on inclined planes and in addition to the three statics equations (one for the vertical equilibrium of forces, and two for the moment of equilibrium about two orthogonal axes on the frame

surface) leads to a fourth equation. This makes the system isostatic and independent of the frame elasticity.

Further advantageous developments of the invention are set forth in the dependent claims.

The drawing represents examples of the subject of the invention. In the drawing

Fig. 1 shows a diagram of the stability of a frame of a vehicle having hydraulic suspensions on three support points,

Fig. 1A shows a diagram of a similar frame to Fig. 1, but having four support points,

Fig. 2 shows a hydraulically simplified diagram corresponding to the case in Fig. 1 or of frames with three support points,

Fig. 2A shows a hydraulically simplified system corresponding to the frame according to Fig. 1A or of frames with four support points,

Fig. 3, 3A show a diagram of the forces and the dimensions of four hydraulic points, with the corresponding terms of a statics equation,

Fig. 3B shows a diagram of the hydraulic connection of a frame to four support points, according to Fig. 3,

Fig. 4 shows a diagram giving a schematic representation of the behavior of the hydraulic

connection according to Fig. 3 of a vehicle having four support points negotiating an inclined plane or uneven ground,

Fig. 5 shows a schematic representation of the frame alignment in relation to the inclined conditions and the behavior of the circuit represented in Fig. 4,

Fig. 6 shows a hydraulic circuit similar to that in Fig. 4, but with shut-off valves,

Fig. 7, 7A and 7B show diagrams relating to the calculation for the manufacture of vehicles with hydraulic support device,

Fig. 7C shows a hydraulic diagram of the device according to the system with regard to the equilibrium calculation of the slide of the compensation cylinder,

Fig. 8 shows a diagram relating to the equation for the design calculation of compensation cylinders of a vehicle having four hydraulic support points, making it possible to negotiate extremely uneven ground,

Fig. 9 shows a hydraulic diagram with shut-off valves, which in an emergency will allow recovery of the residual stability triangle of a frame having three support points according to the device described,

Fig. 10, 11, 12, 13, 14, 15 and 16 show schematic representations of some structural modifications of the compensation cylinder that forms a basic component of

the device,

Fig. 17 shows a simplified perspective view of the device,

Fig. 18 shows a hydraulic diagram of the compensation device,

Fig. 19 shows a general hydraulic diagram of the same device,

Fig. 20, 21 and 22 show a basic schematic diagram and two possible modifications of a rotary compensator,

Fig. 23 shows a perspective view of a mechanism, which represents the operating principle of the device.

Fig. 2 shows a simplified hydraulic system for three hydraulic support points, which serves for the description of Fig. 1, A, B, C denoting the three hydraulic points, of which point A is subject to the action of the hydraulic cylinder 26 and point C to the action of the cylinder 26A.

Fig. 2A shows a simplified hydraulic system for four hydraulic support points, 27, 28, 29, 30 denoting the pairs of interconnected hydraulic cylinders. Each pair is independent of the other, each pair is connected to one point: A1 or B1, C1, D1.

Fig. 3 shows a frame 131 having four hydraulic points 1, 2, 3, 4, which with regard to the forces supporting it and the dimensions corresponds to the

diagram in Fig. 3A. In this case the following static equilibrium equations are arrived at:

$$R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = Q$$

$$R_1 + R_2 = Q \frac{xQ}{t}$$

$$R_1 + R_4 = Q \frac{yQ}{l}$$

where:

S = surface of each compensation cylinder chamber G

A = surface of each cylinder 31, 32, 33, 34.

If, for the four hydraulic points 1, 2, 3, 4, the connection represented schematically in Fig. 3B for the moveable slide H is connected to the sealing piston G running in the chambers D, E, the following equation is arrived:

$$F_1 + F_3 = F_2 + F_4 \longrightarrow \frac{R_1}{A} \cdot S + \frac{R_3}{A} \cdot S = \frac{R_2}{A} \cdot S + \frac{R_4}{A} \cdot S$$

$$R_1 + R_3 = R_2 + R_4$$

The equations (I) and (II) give the following system with the corresponding solutions:

$$\begin{array}{ll}
R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = Q & R_1 = \frac{Q}{2} \cdot \left[-\frac{1}{2} + \frac{x_Q}{t} + \frac{y_Q}{\ell} \right] \\
R_1 + R_2 = Q \frac{x_Q}{t} & R_2 = \frac{Q}{2} \cdot \left[\frac{1}{2} + \frac{x_Q}{t} - \frac{x_Q}{\ell} \right] \\
R_1 + R_4 = Q \frac{y_Q}{\ell} & R_3 = \frac{Q}{2} \cdot \left[\frac{3}{2} - \frac{x_Q}{t} - \frac{x_Q}{\ell} \right] \\
R_1 + R_3 = R_2 + R_4 & R_4 = \frac{Q}{2} \cdot \left[\frac{1}{2} - \frac{x_Q}{t} + \frac{x_Q}{\ell} \right]
\end{array}$$

Since the supports are not able to transmit negative reactions, such a system only functions as long as the center of gravity lies inside the overall support rhombus F. If it lies outside this area, it is no longer possible to maintain the equilibrium of the slide H of the compensation cylinder. It would be at the end of its travel and this would adversely affect the stability of the vehicle. It is therefore explained below how this phenomenon can be automatically avoided when using the residual stability triangle.

The overall support rhombus F is the rectangle, the vertices of which are the points of intersection of the four straight lines (R1, R2, R3, R4). Each straight line (R1, R2, R3, R4) corresponds to extinction points of one of the four reaction forces (Fig. 3A).

$$\begin{aligned}
\text{se: } R1 = 0 &\rightarrow -\frac{1}{2} + \frac{x}{t} + \frac{y}{\ell} = 0 \quad \rightarrow r1: y = \frac{\ell}{2} - x \cdot \frac{\ell}{t} \\
\text{se: } R2 = 0 &\rightarrow \frac{1}{2} + \frac{x}{t} - \frac{y}{\ell} = 0 \quad \rightarrow r2: y = \frac{\ell}{2} + x \cdot \frac{\ell}{t} \\
\text{se: } R3 = 0 &\rightarrow \frac{3}{2} - \frac{x}{t} - \frac{y}{\ell} = 0 \quad \rightarrow r3: y = \frac{3\ell}{2} - x \cdot \frac{\ell}{t} \\
\text{se: } R4 = 0 &\rightarrow \frac{1}{2} - \frac{x}{t} + \frac{y}{\ell} = 0 \quad \rightarrow r4: y = -\frac{\ell}{2} + x \cdot \frac{\ell}{t}
\end{aligned}$$

The high degree of stability demanded is thereby achieved.

The behavior of the system when the vehicle is standing on an irregularity, such as a ground eminence, is analyzed below. The height of the eminence is h and it is located only at point 1. This situation would cause $R1$ and $R3$ to be greatly raised and as a consequence would relieve $R2$ and $R4$. As a result (Fig. 3B): $F1 + F3 > F2 + F4$ and the slide of the compensation cylinder 4 commences a leftward displacement. From this displacement, however, a reduction in the height at the points 1 and 3 and an increase in the height at points 2 and 4 simultaneously ensue. These latter supports then begin to take up their share of the load again, progressively reducing the overloading of the supports 1 and 3. The leftward movement of the slide is terminated when the equilibrium condition is re-established: $F1 +$

$F_3 = F_2 + F_4$, that is to say the system is restored to isostatic conditions again. If $\Delta'c$ defines the variation in the travel of the hydrodynamic cylinders, which form the supports, and this is taken to be positive when it allows the piston to run out of the cylinder, and Δc defines the displacement of the slide of the compensation cylinder 4, and this is taken to be positive when it is to the left, this results in the following (Fig. 4):

$$\text{in 4 : } \Delta'c_4 = \Delta c \cdot \frac{S}{A}$$

$$\text{in 3 : } \Delta'c_3 = - \Delta c \cdot \frac{S}{A}$$

$$\text{in 1 : } \Delta'c_1 = - \Delta c \cdot \frac{S}{A}$$

$$\text{in 2 : } \Delta'c_2 = \Delta c \cdot \frac{S}{A}$$

Considering that the suspensions maintain a vertical position, which does not adversely affect the result, the frame has the position in Fig. 5 (where H_0 is the constant height of the four hydraulic suspensions at the beginning). The coordinates of the points 1, 2, 3 and 4 in Fig. 5 corresponding to the drawn axes x , y , z are as follows:

	x	y	z
Point 1:	t	1	$(H_o - \Delta c \cdot \frac{s}{A} + h)$
Point 2:	t	0	$(H_o + \Delta c \cdot \frac{s}{A})$
Point 3:	0	0	$(H_o - \Delta c \cdot \frac{s}{A})$
Point 4:	0	0	$(H_o + \Delta c \cdot \frac{s}{A})$

Assuming that these points lie on the same plane, the value for Δc is obtained under such conditions. The general equation for an area is:

$$\alpha x + \beta y + \gamma z + \delta = 0.$$

Assuming passage through the points 2, 3 and 4, the following coefficients are obtained:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{2 \Delta c \cdot s}{t \cdot A} & \beta &= \frac{2 \Delta c \cdot s}{l \cdot A} \\ \gamma &= -1 & \delta &= H_o - \Delta c \cdot \frac{s}{A} \end{aligned}$$

From these the equation for the area is obtained as follows:

$$\left[\frac{2 \Delta c \cdot s}{t \cdot A} \right] \cdot x + \left[\frac{2 \Delta c \cdot s}{l \cdot A} \right] \cdot y - z + \left[H_o - \Delta c \cdot \frac{s}{A} \right] = 0$$

In order for the point 1 to also lie on the same surface, the following must apply:

$$\left[\frac{2\Delta c}{t} \cdot \frac{s}{A} \right] \cdot t + \left[\frac{2\Delta c}{\ell} \cdot \frac{s}{A} \right] \cdot \ell - \left[H_0 - \Delta c \cdot \frac{s}{A} + h \right] + \left[H_0 - \Delta c \cdot \frac{s}{A} \right] = 0$$

that is to say:

$$2\Delta c \cdot \frac{s}{A} + 2\Delta c \cdot \frac{s}{A} - H_0 + 2\Delta c \cdot \frac{s}{A} - h + H_0 - \Delta c \cdot \frac{s}{A} = 0$$

and in addition

$$\Delta c = \frac{h}{A} \cdot \frac{A}{S}$$

which yields:

$$\begin{aligned} \Delta'c1 &= -h/4 ; & \Delta'c2 &= h/4 ; \\ \Delta'c3 &= -h/4 ; & \Delta'c4 &= h/4 ; \end{aligned}$$

The development of such equations is also similar in difficult cases and this demonstrates that a reduced travel of the system cylinder is sufficient to pass over even large inclines. The device according to the system is therefore able to adjust continually, automatically

and independently to quite uneven ground. This allows the reactions to be correctly transmitted to the supports (isostatic). This is possible due to the corresponding displacement of hydraulic fluid between the hydraulic points, which have a different pressure and which are actuated by the compensation cylinder G.

Should the center of gravity fall outside the overall support rhombus F, however, the slide of the compensation cylinder 4 would be unable to find an equilibrium condition: it is nevertheless easy to determine that if the point Q in Fig. 3A shifts over the straight line r_3 the reaction R_3 would have to have negative values in order to fulfill the equilibrium equation. Since this is impossible, the following state will prevail in the compensation cylinder:

$$F_1 > F_2 + F_4.$$

Under the force $F_1 - (F_2 + F_4)$ the slide is shifted to the left. This displacement causes the pistons to leave the cylinders 2 and 4 and the piston to go back into the cylinder 1 (the piston of cylinder 3 also goes in, but it no longer has any contact with the ground). The frame is then inclined towards point 1, which subsides and turns about the diagonal connecting the points 2 and 4, which rise. This brings the point Q (projection of the center of gravity) progressively

closer to the legs of the residual stability triangle. If the travel of the compensation cylinder is high, this results in overturning (also possible owing to the inertial forces of the load, which occur during lowering of the point 1. They are detectable when the slide comes to the end of its travel). The following can be done in order to remain within the residual area and in order to obtain an emergency stability: the compensation cylinder must be isolated or separated from the hydraulic points immediately one of the four pressures becomes zero. Fig. 6 shows a diagram of the device in Fig. 3B, with the shut-off solenoid valves 35, which are represented in an energized position (circuit). When one of the pressures has completely (or almost) subsided, the corresponding valves are switched off and the cylinder is isolated.

The results of the calculation, which have been verified by experiments carried out, are shown below. The calculation of the forces and displacements was performed according to the same principle as that already specified above for the simplest case (Fig. 3). In the formulae general letter expressions are used. This makes it possible to use the results for the design, calculation and working analysis of a vehicle with hydraulic supports. The forces and limits correspond to

those represented in Fig. 7 and 7A. The Cartesian system with center P3 was used, the x-axis being placed through P2 (Fig. 7a).

Coordinates of the points

Point	Abscissa	Ordinate
P ₁	x ₁	y ₁
P ₂	x ₂	0
P ₃	0	0
P ₄	x ₄	y ₄
P _Q	x _Q	y _Q

P₁ = Center of gravity of the suspensions of the right-hand front point

P₂ = Center of gravity of the suspensions of the right-hand rear point

P₃ = Center of gravity of the suspensions of the left-hand rear point

P₄ = Center of gravity of the suspensions of the left-hand front point

P_Q = Projection of the load center of gravity

R₁ = Reaction force at point P₁

R₂ = Reaction force at point P₂

R₃ = Reaction force at point P₃

R₄ = Reaction force at point P₄

Q = Load

$$R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = Q$$

$$R_1 \cdot y_1 + R_4 \cdot y_4 = Q \cdot Y_Q$$

$$R_1 \cdot y_1 + R_2 \cdot x_2 + R_4 \cdot x_4 = Q \cdot X_Q$$

Equilibrium of the slide of the compensation cylinders:

$$\frac{R_1}{A_1} \cdot S_1 + \frac{R_3}{A_3} \cdot S_3 = \frac{R_2}{A_2} \cdot S_2 + \frac{R_4}{A_4} \cdot S_4$$

$$R_1 \cdot \mu_1 + R_3 \cdot \mu_3 = R_2 \cdot \mu_2 + R_4;$$

where:

$$\mu_1 = \frac{S_1}{S_4} \cdot \frac{A_4}{A_1}; \quad \mu_2 = \frac{S_2}{S_4} \cdot \frac{A_4}{A_2}; \quad \mu_3 = \frac{S_3}{S_4} \cdot \frac{A_4}{A_3}$$

A₁ = overall cross-section of the cylinders of point 1

A₂ = overall cross-section of the cylinders of point 2

A₃ = overall cross-section of the cylinders of point 3

A₄ = overall cross-section of the cylinders of point 4

Cross-sections of the chambers of compensation cylinders:

S₁ = cross-section associated with point 1

S₂ = cross-section associated with point 2

S₃ = cross-section associated with point 3

S₄ = cross-section associated with point 4

A_c is the overall cross-section of the cylinders of a specific point: A is equal to A_c where the cylinder directly supports the reaction. If the cylinder is connected via lever arms (e.g. circular suspension or parallel suspension), R denotes the ground reaction and

Rc the cylinder stress, resulting in the following:

$$A = A_c \underline{R}$$

Rc.

The equations for Fig. 7B and 7C give the following system with corresponding solutions:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = Q \\ R_1 \cdot Y_1 + R_4 \cdot Y_4 = Q \cdot Y_Q \\ R_1 \cdot X_1 + R_2 \cdot X_2 + R_4 \cdot X_4 = Q \cdot Q \\ R_1 \cdot \mu_1 + R_3 \cdot \mu_3 = R_2 \cdot \mu_2 + R_4 \end{array} \right. \quad \text{assuming:} \quad \left\{ \begin{array}{l} \Delta Q_1 = (X_Q \cdot Y_1 - Y_Q \cdot X_1) \\ \Delta 1_4 = (X_1 \cdot Y_4 - Y_1 \cdot X_4) \\ \Delta Q_4 = (X_Q \cdot Y_4 - Y_Q \cdot X_4) \end{array} \right.$$

As a result

$$R_1 = Q \left[\frac{\frac{Y_Q(1+\mu_3) - Y_4 \cdot \mu_3}{Y_1} + \frac{\Delta Q_4}{X_2 \cdot Y_1} (\mu_2 + \mu_3)}{(1+\mu_3) + \frac{Y_4}{Y_1} (\mu_1 - \mu_3) + \frac{\Delta 1_4}{X_2 \cdot Y_1} (\mu_2 + \mu_3)} \right]$$

$$R_2 = Q \left[\frac{\frac{\Delta Q_1}{X_2 \cdot Y_1} (1 + \mu_3) + \frac{\Delta 1_4 \cdot \mu_3 + \Delta Q_4 (\mu_1 - \mu_3)}{X_2 \cdot Y_1}}{(1+\mu_3) + \frac{Y_4}{Y_1} (\mu_1 - \mu_3) + \frac{\Delta 1_4}{X_2 \cdot Y_1} (\mu_2 + \mu_3)} \right]$$

$$R_3 = Q \left[\frac{1 - \frac{Y_Q(1+\mu_1) + Y_4 \cdot \mu_1 - \Delta Q_1 (1 - \mu_2) + \Delta 1_4 \cdot \mu_2 - \Delta Q_4 (\mu_1 + \mu_2)}{Y_1}}{(1+\mu_3) + \frac{Y_4}{Y_1} (\mu_1 - \mu_3) + \frac{\Delta 1_4}{X_2 \cdot Y_1} (\mu_2 + \mu_3)} \right]$$

$$R_4 = Q \left[\frac{\frac{\mu_3 + Y_Q (\mu_1 - \mu_3) - \Delta Q_1 (\mu_2 + \mu_3)}{Y_1}}{(1+\mu_3) + \frac{Y_4}{Y_1} (\mu_1 - \mu_3) + \frac{\Delta 1_4}{X_2 \cdot Y_1} (\mu_2 + \mu_3)} \right]$$

The straight lines, which define the overall support rhombus (Fig. 7A), have the following equations:

$$\begin{aligned}
 & - \frac{x_2 \cdot \mu_3}{(\mu_2 + \mu_3)} - x \\
 \text{se } R1 = 0 \rightarrow r1:Y &= \frac{\left[\frac{x_2}{y_4} \cdot \frac{(1 + \mu_3)}{(\mu_2 + \mu_3)} - \frac{x_4}{y_4} \right]}{x \cdot \left[\frac{y_1(1 + \mu_3) + y_4(\mu_1 - \mu_3)}{x_1(1 + \mu_3) + x_4(\mu_1 - \mu_3)} \right] + \Delta_{14} \cdot \mu_3} \\
 \text{se } R2 = 0 \rightarrow r2:Y &= \frac{\left[\frac{x_2 \cdot y_1 + x_2 \cdot y_4 \cdot \mu_1 + \Delta_{14} \cdot \mu_2}{x_2(1 + \mu_1) - x_1(1 - \mu_2) - x_4(\mu_1 + \mu_2)} \right] - x \left[\frac{x_1 \cdot (1 - \mu_2) + y_4 \cdot (\mu_1 + \mu_2)}{x_2(1 + \mu_1) - x_1(1 - \mu_2) - x_4(\mu_1 + \mu_2)} \right]}{x - x_2 \cdot \frac{\mu_3}{(\mu_2 + \mu_3)}} \\
 \text{se } R4 = 0 \rightarrow r4:Y &= \frac{\left[\frac{x_2 \cdot (\mu_1 - \mu_3)}{y_1(\mu_2 + \mu_3)} + \frac{x_1}{y_1} \right]}{x - x_2 \cdot \frac{\mu_3}{(\mu_2 + \mu_3)}}
 \end{aligned}$$

The calculation of the distances traveled by the pistons of the hydrodynamic cylinders (which represent the supports) and the compensation cylinders is similar to that for the simple case. The variation in the travel of the cylinders to the supports (positive, when the piston leaves the cylinder) is defined as $\Delta'c$ and the displacement of the pistons of the compensation cylinders (positive, when it is to the left in the

diagram in Fig. 7B) as Δc . This then gives the following:

$$\begin{array}{ll} \text{in 4 : } \Delta'c_4 = \frac{\Delta c S_4}{A_4} & \text{in 1 : } \Delta'c_1 = - \frac{\Delta c S_1}{A_1} \\ \text{in 3 : } \Delta'c_3 = - \frac{\Delta c S_3}{A_3} & \text{in 2 : } \Delta'c_2 = \frac{\Delta c S_2}{A_2} \end{array}$$

These values are the averages which apply for all cylinders of the same point.

If the cylinder travel of a suspension is not equal to the tire travel, it is proportional via corresponding lever equations, so that the expression of Δc at each hydraulic point must be assumed to be: $A = A_c \frac{R}{R_c}$, A_c being the overall cross-section of the cylinders of this point, R being the reaction force and R_c being the stressing force of the cylinder. Therefore, if Δc_r is the variation in the travel of the tires, and $\frac{R}{R_c} = \frac{\Delta c}{\Delta c_r}$, the result is that: $A = A_c \frac{\Delta'c}{\Delta c_r}$, that is to say

$$\Delta c_r = \pm \Delta c \frac{S}{A} = \pm \Delta c \frac{S}{A_c} \frac{\Delta c_r}{\Delta c} \text{ corresponding to } \Delta c = \pm \Delta Dc \frac{S}{A_c}.$$

Only where $R - R_c$ does $\Delta c_r = \Delta'c$ and $A = A_c$.

If the frame remains horizontal on the inclined

plane, the value of Δc can be calculated in the same way as for negotiation of uneven ground. In order to describe this ground it is possible to use the surface passing through the point on which the reaction R_3 occurs. h_1 , h_2 and h_4 (positive when they are directed upwards) and the load quotas of the points, on which the reactions R_1 , R_2 and R_4 occur, are determined. (In so doing account is taken of the centers of gravity of the four hydraulic points) (Fig. 8).

The result of the calculation is as follows:

$$\Delta c = \frac{h_1 - y_1 \left[\frac{\Delta 14}{x_2 \cdot y_1} \cdot h_2 + h_4 \right]}{\left(\frac{s_1}{A_1} - \frac{s_3}{A_3} \right) + \frac{y_1}{y_4} \left[\frac{\Delta 14}{x_2 \cdot y_1} \cdot \left(\frac{s_2}{A_2} + \frac{s_3}{A_3} \right) + \left(\frac{s_3}{A_3} - \frac{s_4}{A_4} \right) \right]}$$

If the maximum irregularity of the ground is known, the compensation cylinders can be designed accordingly. If Δc is known, the $\Delta'c$ values of each hydraulic point can be calculated. Fig. 9 is the hydraulics diagram for the device described, with exclusion or shut-off valves 36; 37 denotes the control unit for electrical control of the valves 36; 38 denotes the electrical pushbuttons or pressure measuring switches and G denotes the group of compensation cylinders. The valves 36 in ordinary use also permit recovery of the residual stability triangle, in order to exploit the overall capabilities

of the vehicle to the full. As already stated, Fig. 10 to 16 show some structural modifications according to the cylinder group or the hydraulic compensation cylinder.

The "Translator" hydraulic compensation device always has the slide H with four active faces, which are represented by two pistons H1 and H2, which are joined to the shaft H of this slide, which transmits the stress. Internal shafts (Fig. 10 + 11) or external shafts (Fig. 12 + 16) may be provided. They define the surface of the piston accordingly or they affect the positioning of the slide by means of external force. The cylinder chambers G, isolated from the hydraulic points, are connected to the oil tank.

There are numerous possible design variations which embody the working principle and influence the stability polygon, in addition to those represented schematically here.

Fig. 17 shows the hydraulically simplified perspective diagram of the device, showing the connection of the compensation cylinder G to the four hydraulic points.

The precise hydraulic diagram of the device is shown in Fig. 18. In this, the connection to the pump is identified by 39, a maxi-valve by 40 and the

electrical distributor by 41.

In addition, the shaft H of the compensation assembly G has an electrical indicator 42 (Fig. 18), which by means of a transducer is capable of giving precise, instantaneous information on the running movement of the vehicle.

Fig. 19 shows a general hydraulic diagram for the installation of the device on a vehicle with a load surface T.

Fig. 20, 21, 22 show a hydraulic "rotational modification" instead of a "transmission modification" of the aforementioned device. The basic characteristic of the aforementioned device can also be achieved by the use of hydraulic transformation motors. These transformation motors can transform the uplifts of the four hydraulic supports with the reactions of the diagonal opposites into torques. Fig. 20 shows a diagram of a pair of hydraulic motors 42, 43 connected to the hydraulic points 4,3-1,2. Fig. 21 shows the two hydraulic motors 42, 43, which are paired with gears 45, 46 and which at the hydraulic points 3,4-21 are able to transmit pressure variations similar to those transmitted by the translation system with compensation cylinder G. The same applies to the schematic Fig. 22, where the hydraulic motors 42, 43 are paired with a

conical group of gears 46, 47. Fig. 23 shows a perspective, schematic view of the mechanical solution for the isostatic compensation of support reactions of frames of vehicle trailers or self-propelled vehicles according to the invention. As will be apparent from the diagram in Fig. 23 and the corresponding explanations, that when cantilever brackets 52, 53, pivotally connected to the supporting tires 54, are bolted on the sides of a frame T, such cantilever brackets are packed with pairs of tie rods 50, 51 and connected to pairs of ties 48, 49. The mode of reaction which the device performs on uneven ground with tires 54 is similar to that already described above, faster reactions being achieved since the inertial state, a characteristic of the hydraulic system, is absent.

From this it is possible to appreciate the characteristics of the device according to the aforementioned system for the isostatic compensation of the support reactions of the frames of trailers and self-propelled vehicles and the advantages of using this system, since the system described and the hydraulic device together in the running of a vehicle having four hydraulic suspensions or four independent groups of hydraulic suspension guarantee continuous isostatic and automatic adjustment to the irregularities of the

running surface, something which hitherto constituted a characteristic of a three-point suspension system. In addition, this also results in a very good lateral stability, an inherent characteristic of a four-point suspension (Fig. 17).

The invention is not limited to the cases described but may be used in any other similar hydraulic and/or mechanical solution.

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.